

自动武器设计原理

上册

Э. А. 戈洛夫 著



国防工业出版社

自动武器设计原理

上册

9. A. 戈洛夫著

刘基章等译、程尔康等校



国防工业出版社

1961

苏联 Э. А. Горюх 著 'Основания проектирования автоматического оружия' (Москва 1954 年第一版)

国防工业出版社 出版

北京市书刊出版业营业许可证出字第 074 号

国防工业出版社印刷厂印刷

新华书店科技发行所发行 各地新华书店经售

850×1168 $\frac{1}{32}$ 印张 18 $\frac{1}{4}$ 471 千字

1961 年 5 月第一版

1961 年 5 月第一次印刷

印数: 0,001—2,000 册 定价: (11-8) 3.80 元

NO. 3304

目 录

前言	5
绪论	7
§1 自动武器概述	7
§2 自动武器的作用和意义	19
§3 苏联学者在创立和发展步兵武器研究设计的科学中所起的作用	22
§4 苏联军械设计师在建立苏军自动武器中的作用	25
§5 战术技术要求——武器设计时的指导材料	27
§6 自动武器设计程序	28
§7 自动武器各机构理论研究的特点	30
§8 使自动武器各机构工作的作用力	35
第一章 自动机各部分在火药气体压力作用下的运动	38
§1 自动武器的分类	38
§2 枪管在火药气体压力作用下的运动(枪管后座)	42
§3 枪管前冲作用在自动机工作中的应用	55
§4 枪机在膛内火药气体压力作用下的运动(枪机后座)	58
§5 半自由枪机式自动机的计算特点	72
§6 自动机各部分在气室内的火药气体压力作用下的运动	75
§7 在武器缓冲条件下,自动机各部分及整个自动武器在火药气体压力作用下的运动特点	90
第二章 自动机各部分在弹簧作用下的运动	102
§1 自动武器中单个零件在弹簧作用下的运动	102
§2 自动武器中与弹簧相联接的零件,在承受按任意规律随时间而变化的力作用时的运动	124
§3 自动武器各零件在几根弹簧作用下的运动	140
§4 弹簧圆振动的计算	143
§5 自动武器中零件组在弹簧作用下的运动	156
第三章 自动武器各机构构件运动特征量的计算	174
§1 当活动构件之间有运动约束时,自动武器各机构运动的微分方程式(武器固定不动)	174

§2 当活动构件之间有运动约束时, 自动武器各机构运动的微分方程式 (武器缓冲)	185
§3 传动比的确定	195
§4 效率的确定	218
§5 换算质量和换算力的确定	239
§6 自动武器各机构运动微分方程式的近似解法	243
§7 自动武器各机构构件运动微分方程式的数值积分法的应用	245
§8 积分自动武器各机构运动微分方程式的图解解析法的应用	258
第四章 自动武器各机构的撞击	283
§1 自动武器各机构构件撞击的特点	283
§2 机构构件的正撞击	283
§3 机构构件的斜撞击	301
§4 机构中三个构件的撞击	316
§5 自动武器中撞击零件强度计算的若干情况	340
第五章 自动武器各机构的计算	345
§1 自动武器的主要机构	345
§2 闭锁部件	349
§3 枪机开锁和闭锁机构	360
§4 打开和关闭枪膛的机构 加速机构	376
§5 向受弹器供弹的机构	404
§6 抛弹入膛机构	465
§7 退壳机构	474
§8 击发机构	487
§9 发射机构	498
§10 保险机构和装置	506
§11 辅助机构及设备	511
§12 自动武器各机构的作用可靠性问题	520
§13 弹簧	523
第六章 火炮半自动机计算和设计特点	553
§1 火炮半自动机的主要机构	553
§2 作用平稳的半自动机的运动微分方程式	555
§3 作用平稳的开闩机构	565
§4 作用平稳的开闩机构的设计特点	571
§5 作用平稳的抽筒机构	574
§6 撞击作用的开闩机构	577
§7 撞击作用的抽筒机构	584

实际中自动机活动部分最重要的运动情况。同时我们还认为学员在学习自动武器设计原理之前，都已基本上熟悉了自动武器的构造。

与自动武器设计有关的若干问题，如弹道解的选择、枪管设计、自动武器的实验研究等，本书均未加阐述，因为这些问题属于专门性的问题，在其他书中已有论述。

编写此书时，A. A. 勃拉瓦拉沃夫院士曾提供不少宝贵意见，著者对此深表谢忱。

緒 論

§1 自动武器概述

自动武器在发射时的火药气体能量不仅使弹丸运动，而且使次一发枪弹重新装填。为了重新装填自动武器，通常需要枪机开锁，打开枪膛，从弹膛中抽出弹壳并将它由武器内抛出，然后再将次一发枪弹送入受弹器，再由受弹器推送入膛，然后关闭枪膛，闭锁枪机。并非所有这些动作对任何自动武器都是必不可少的，因为在某些自动武器中，举例而言，可能缺少闭锁这一动作。在自动武器中火药气体的能量还可用以压缩击针簧和放开击针或击锤，以便点燃次一发枪弹的底火。

如果重新装填武器和点燃次一发枪弹的底火是自动进行的，则射击必然会依次连续进行，直至射手对发射机构停止作用或弹匣（弹链）内之弹药全部耗尽为止。此种射击称为连发射击。能够进行连发射击的武器称之为自动射击武器。

如果击针或击锤不能自动解脱，而每次发射皆要求射手再次扣压发射机构，各次发射的时间间隔取决于射手的愿望；此种射击称为单发射击，仅能进行单发射击的自动武器称之为自动装填武器●。

自动射击武器和自动装填武器在结构上的区别主要在于发射机构或其中的某些零件的构造不同。现代自动武器的某些式样既能进行连发射击也能进行单发射击。这种武器通常利用快慢机来改变发射机构各零件的相互位置，以变更射击方式。

所谓半自动武器是指在重新装填所必需的动作中仅仅一部分

● 在某些文献中有时将自动装填武器称为半自动武器。这个术语不能认为是正确的，参看下述概念其理自明。

是自动的，例如枪机开锁，打开枪膛，由膛内抽壳或使击针簧呈待发状态。

自动武器的结构形式极其繁多。它们的区别在于自动机的结构不同，亦即利用火药气体能量而工作的各机构的组合不同。自动机的构造在很大程度上取决于其主要机构工作时利用火药气体能量的方法。

自动武器在结构上最显著的区别在于武器的供弹方法不同。现代自动武器广泛采用弹匣供弹和弹链供弹。

采用弹匣供弹时，枪弹放置在直接固定在武器上的特殊小盒（弹匣）内。由弹匣供弹通常是利用装于弹匣内的专用弹簧进行。

将枪弹装入弹匣时，有的武器不需从武器上取下弹匣（如步枪），有的则需取下（如轻机枪和冲锋枪）。前一种弹匣叫固定弹匣，后一种弹匣叫可换弹匣。

采用弹链供弹时，枪弹装在柔性金属链内或麻线弹带内。现代弹链的容弹量为50~250发。另有一种短弹链，可以互相连接成一根长弹链，这样就可以使弹链的容量增加到所希望的数值。

步兵装备系统中的自动武器通常使用链节不分离的弹链。这样的弹链在枪弹被抽出后通常仍呈链状。在航空自动武器中一般采用链节可分离的弹链。这样的弹链，在枪弹被抽出后各自散开，俾射击时易于将弹链节由武器内排出。

- 采用弹匣供弹，通常可保证武器的结构简单而紧凑。但是由于弹匣容量较小，这种供弹型式不能获得较高的实际射速。因此，弹匣供弹主要应用在不要求很高的实际射速，而良好的机动性对它却十分重要的自动武器中（如手枪、自动步枪和冲锋枪等）。

弹链供弹由于其容量较大，故能保证较高的实际射速。因此弹链供弹广泛应用于要求高射速的武器中（如重机枪、大口徑机枪和自动炮等）。

现代自动武器广泛采用弹链供弹的原因还在于，它具有比弹

匣供彈小得多的“皮重”(指武器上所配备的空彈鏈或空彈匣的重量)。

自动武器最主要的特性是它的实际射速大，而后者为其各机构的快速工作所保证。

虽然連續发射时自动武器各机构的工作是周期性的，但是每一个机构的工作通常仅占很短的时间間隔，它仅是組成自动机工作一个循环的时间的一部分，而在其余时间内它是不工作的。因此，在自动机工作的每一循环中，各个机构皆有处于静止状态的瞬間。

这就使自动武器各机构构件的运动具有明显的不均匀性，因此各机构整个工作时期具有不稳定的运动特征。許多机构工作开始和結束时都产生撞击，这是自动武器各机构工作的显著特性。

自动武器各机构的上述工作特性使：1) 机构的工作对其零件的加工精确度和对零件的配合性质十分敏感；2) 各零件的磨损很快，因而自动武器各机构連續工作的寿命通常以数十分钟来表示；3) 慣性力的作用較大，这种慣性力对零件强度具有显著影响。

在第二次世界大战期間自动武器得到了最广泛的应用，当时自动化不仅普及所有类型的步兵武器，而且也扩展到火炮中去了，特别是高射炮和航空炮。

根据战斗功用的不同現代自动武器可分为各种不同类型。

下面将列举出最主要类型的自动武器的主要性质，并对第二次世界大战期間所采用的自动武器作一般論述。

自动手枪 它是近距离上襲击和自卫的单人武器，并且用以射击直接靠近(50米以内)的生动目标。这种武器应当立即使生动目标失去战斗力。

自动手枪的构造应当保证自动机工作的可靠性，并应在使用安全的条件下，經常处于战备状态。

当遭遇到敌人突然袭击时，人们经常用自动手枪进行本能射击，因此必须特别注意握把的适当配置，以确保其有正确的射击方向，同时还必须特别注意操作保险机构的方便性。

表 1 自动手枪

武器诸元	苏 联	美 国	英 国	法 国
	武器类型			
	1930/33年式(TT)	可凡特 M4911A1	威伯斯柯达 1907年式	斯 达 尔
口径(毫米)	7.62	11.43	11.56	7.65
武器重量(公斤)	0.85	1.07	1.11	0.67
长度(毫米)	195	216	216	—
自动机型式		枪管短后座式		自由枪机后座式
弹丸初速(米/秒)	440	250	228	260
弹丸重量(克)	5.5	15.2	14.3	4.6
枪口动能(公斤·米)	54.5	48.5	38	15.9
弹匣容量(枪弹数)	8	7	7	7

自动手枪采用弹匣供弹，弹匣一般装在握把内，并且在枪弹耗尽后能够迅速更换。

自动手枪属于自动装填武器。

图 1 所示的是苏联社会主义劳动英雄，费多尔·瓦西利也维奇·托加烈夫所设计的 1930/33 年式 TT 式自动手枪。

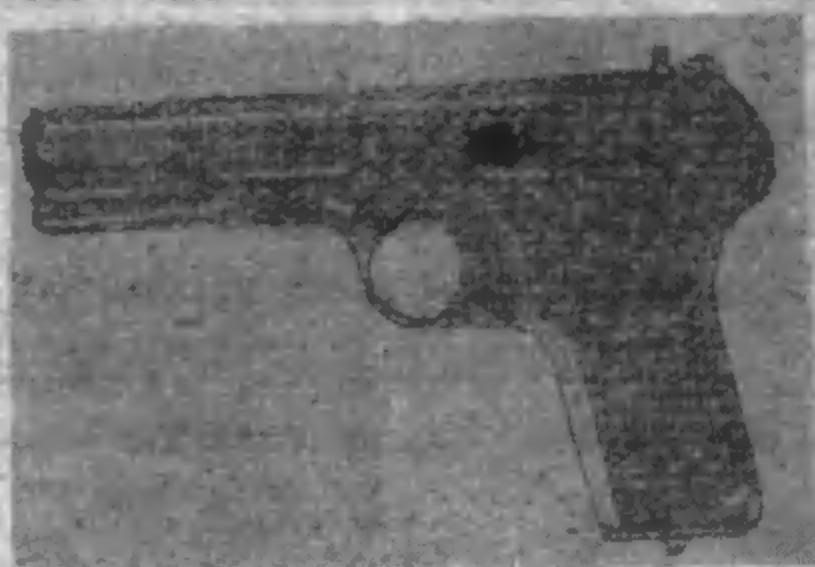


图 1 Ф. В. 托加烈夫设计的 1930/33 年式手枪(TT)。

冲锋枪 它是以杀伤 300 米距离内的生动目标的单人武器。冲锋枪一般用手

枪枪弹射击，并且当作自动射击武器使用。但许多式样的冲锋枪

的发射机构，都可利用快慢机使自动机的工作转为单发射击。冲锋枪的火力通常多实施短点射（一次点射为3~5发）。冲锋枪的弹匣容量在20至100发的范围内，因此，必要时也能够进行长点射。冲锋枪的弹匣容量大，枪弹重量小，因而可能有大量的备用枪弹，在近距离上能保证很高的火力密度，这是该种武器的主要优点。冲锋枪的实际射速每分钟可达到100发，在第二次世界大战时期，在所有作战军队中曾广泛应用冲锋枪。苏军把冲锋枪称作自动枪，而把装备此种武器的分队称之为自动枪分队。

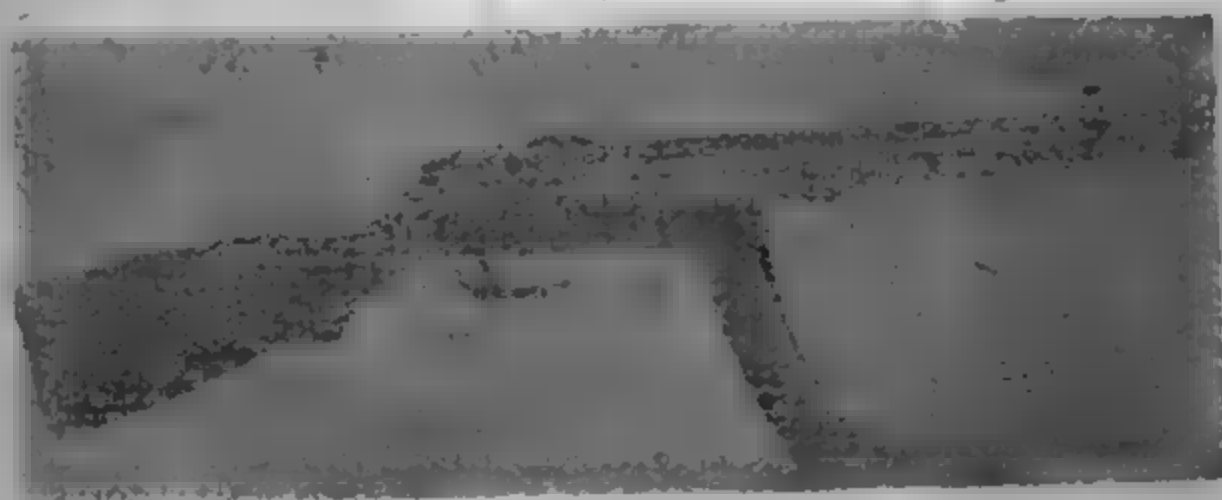


图2 Г. С. 什巴金设计的1941年式冲锋枪（自动枪，ППШ）。

图2和图3是苏联社会主义劳动英雄格奥尔基·谢密诺维奇·什巴金所设计的1941年式冲锋枪（自动枪ППШ）和阿烈克塞·依凡诺维奇·苏达耶夫设计的1943年式冲锋枪（自动枪ППС）



图3 А. И. 苏达耶夫设计的1943年式冲锋枪（自动枪ППС）。

1941年式（ППШ）有木质枪托，能够进行单发和连发射

击。而 1943 年式 (ПБС) 則只能进行连发射击, 而且为了改善行军状态时武器的机动性能, 枪托为金属的, 并可折叠。

表 2 冲锋枪(自动枪)

武器諸元	联		美		英
	武器类型				
	1941年式 ПММ	1943年式 ПБС	1928年式 湯姆遜	M-3	司 登 MKII
口径(毫米)	7.62	7.62	11.43	11.43	9.0
武器重量(不包括彈匣) (公斤)	3.65	3.04	4.54	3.62	3.02
长度(毫米)	840	820	855	745	755
射出频率(发/分)	1000	700	650	400	700
自动机类型	自由枪机 半自由枪机 自由枪机				
彈丸初速(米/秒)	500	500	290	280	385
彈丸重量(克)	5.5	5.5	15.2	15.2	8.0
枪口动能(公斤·米)	70	70	65	61	61
彈匣容量(枪彈数)	35/71	35	20/50	30	32
不带枪彈时彈匣重量 (公斤)	$\frac{0.290}{1.100}$	0.260	$\frac{0.180}{1.160}$	0.350	0.290

表中分子代表弹匣重元, 分母代表弹盘重元。

自动步枪 它是用以杀伤 600 米距离以内的单个生动目标的单人武器。自动步枪一般是自动装填武器, 仅能进行单发射击, 因此常常称它为自动装填步枪, 由于射手操作较省力和观察目标比较方便, 故自动装填步枪比非自动步枪的实际射速要大一倍(约 25~30 发/分); 但是, 自动装填步枪的构造较复杂, 重量较大, 在结构和生产工艺方面要求特别仔细, 以保证动作可靠。

自动装填步枪与自动装填步枪的区别, 在于前者的枪管较短, 故其射击性能亦稍微降低(弹丸初速较小)。

轻机枪 它是一种集体武器, 用以杀伤在 800 米距离以内的群集暴露目标和重要的单个生动目标。轻机枪的火力通常采用短点射, 在短点射时能保证每分钟 120 发的实际射速。为了提高轻

表 3 自动装填步枪

武器 指 元	苏 联 英 国	
	武器 类 型	
	CBT-40	加 兰 德 M1
口径(毫米)	7.62	7.62
不带枪刺时的重量(公斤)	3.8	4.6
不带枪刺时的长度(毫米)	1221	1100
自动机类型	导气式	导气式
弹丸初速(米/秒)	830	810/853
弹丸重量(克)	9.6	11.3/9.85
枪口动能(公斤·米)	337	378/364
弹匣容量(枪弹数)	10	8

表中分子表示M1式弹丸的指元，而分母表示M2式弹丸的指元。

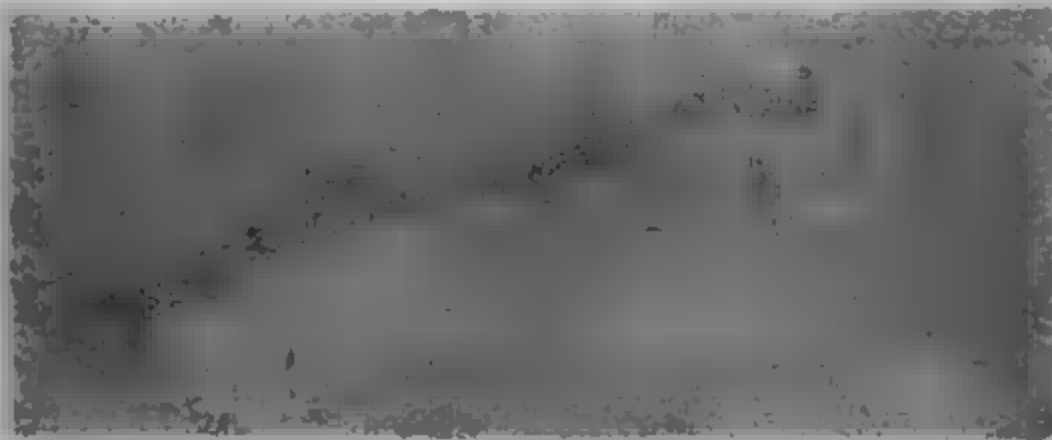


图 4 B. A. 捷克加烈夫设计的ДПМ式轻机枪。

机枪的实际射速，可使弹盘容量增至 50 发，有时还采用弹链供弹。为了保证轻机枪能长时间射击，通常把枪管做成可以快速更换的。这样射击时就能更换灼热的枪管，并继续射击，同时枪管重量应尽量轻些，以保证武器有必要的机动性。

轻机枪射击时，枪托抵在肩上，为了使稳定性较好，轻机枪装有前支架（脚架）。如所周知，人们曾试图将轻机枪装备在轻型三脚架上。轻机枪往往在结构上加以适当改变（采用折叠式枪托、容量大的弹匣和专用瞄准装置），就能装置在坦克上进行射击。这样的轻机枪叫坦克机枪。

图 4 是社会主义劳动英雄，瓦西里·阿列克谢也维奇·捷克加烈夫设计的 ДП 式轻机枪。

表 4 轻机枪

武器名称	苏 联	美 国	英 国	法 国
	武器类型			
	ДП	勃朗宁 M1918A2	勃 朗	沙 特 罗 1924/29年式
口径(毫米)	7.62	7.62	7.71	7.5
不带弹匣时的重量(公斤)	8.9	8.6	10.1	9.6
长度(毫米)	1272	1215	1156	1070
射击频率(发/分)	600	550	600	550
自动机类型	导 气 式			
弹丸初速(米/秒)	840	850	750	850
弹丸重量(克)	9.6	9.85	11.25	9
枪口动能(公斤·米)	345	365	324	331
弹匣容量(弹药数)	47	20	30	25
无枪弹时弹匣重量(公斤)	1.6	0.21	0.48	0.28

重机枪 它是一种强有力的集体自动武器，用来在 1000 米距离内杀伤暴露的和隐蔽在小起伏地后面的集体生动目标，并摧毁敌人的火器。重机枪常安装在专用的轮式枪架或三脚架上；枪架有方向瞄准机构和高低瞄准机构。为了提高高低瞄准的精度，机枪枪架通常设有高低精瞄机构；转动转轮时，它能在不大的范围内改变武器的射角，方向瞄准一般是自由瞄准，操纵握把来转动机枪。重机枪常采用弹链供弹，能够以 250 发/分的实际射速进行射击。重机枪的火力通常使用短点射和长点射。为了保证重机枪有更高的法定火力，必须特别注意枪管的冷却。为此目的，在旧式重机枪中曾广泛采用了水冷式冷却，即把枪管装在充满水的套筒内。第一次世界大战的经验早已说明，此种冷却枪管的方法有许多缺点；因此，现代重机枪的枪管均用空气冷却。为了提高冷却效率，把枪管做得粗重些，并且枪管的散热面也要增大。重机枪的枪管有时也能够迅速更换。重机枪如同轻机枪一样，在结构上加以某

些改变,便可用在坦克上进行射击。重机枪可作为高射机枪使用,来对付低空飞行的敌机。为此目的,有时将机枪枪架做成通用的,使它既能够对地面目标射击,也能够对空中目标射击,或者把重机枪安装在专用的单挺或多联(双联、三联和四联)的高射枪座上。

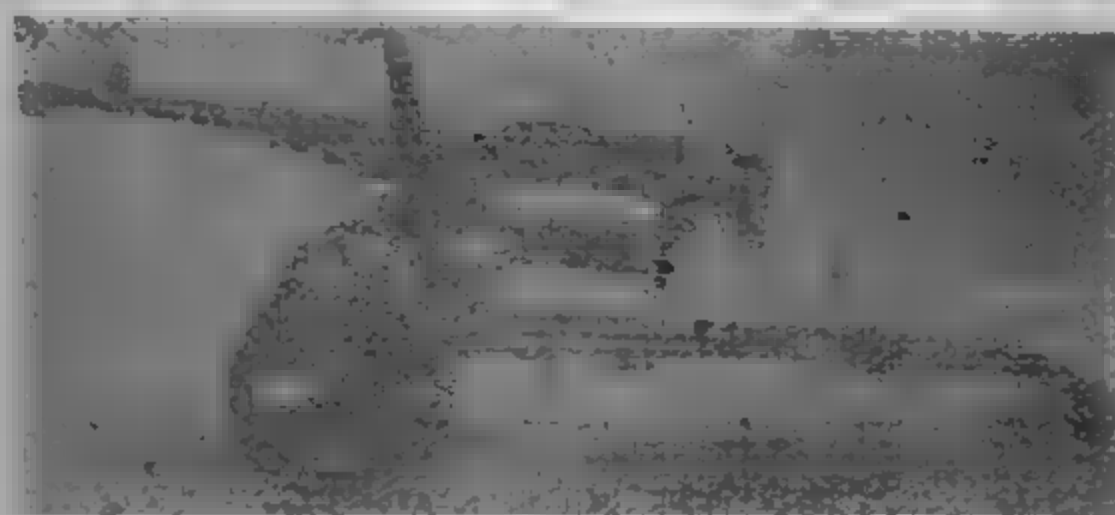


图5 安装在B. A. 捷克加烈夫枪架上的D. M. 郭留诺夫设计的CI-43重机枪。

表5 重机枪

武器单元	苏 联 美 国 英 国 法 国					
	武器类型					
	1910年式 马克沁	CI-43	勃朗宁 M1917A1	勃朗宁 M1919 A1	1909年式 维克斯	1914年式 哈其开斯
口径(毫米)	7.62	7.62	7.62	7.62	7.71	8
带枪架时的机枪重量(公斤)	63.6	44.5	42.7	21.8	32.4	48.2
不带枪架时机枪的重量(公斤)	20.2	14.6	18.7	14.3	15.09	24.2
枪架类型	轮式	轮式通用枪架		三脚式		
枪管冷却方式	水冷	气冷	水冷	气冷	水冷	气冷
武器长度(毫米)	1107	1138	965	1040	1090	1240
射击频率(发/分)	600	600	600	550	600	500
自动机类型	枪管短后座	导气式	枪管短后座	枪管短后座	枪管短后座	导气式
弹丸初速(米/秒)	800	800	850	850	745	700
弹丸重量(克)	11.8	11.8	9.85	9.85	11.25	12.8
枪口动能(公斤·米)	385	385	366	366	318	320
弹链容量(枪弹数)	250	250	250	250	250	250

图5是安装在瓦西里·阿列克谢也维奇·捷克加烈夫枪架上的彼得·马克西莫维奇·郭留诺夫所设计的CF-43式重机枪。

大口徑机枪 这种机枪用以对空防御，并能对付敌人地面装甲技术兵器，也用来装备坦克和飞机。在步兵分队中，大口徑机枪通常安装在单挺通用枪架上进行射击，这种通用枪架既能够对地面目标射击，也能够对空中目标射击。在防空分队中，大口徑机枪经常安装在多联枪座上（双联的，三联的，四联的）使用。在坦克中和飞机上，大口徑机枪则安装在专用枪座上。为了顺利执行战斗任务，大口徑机枪应具有很高的实际射速。因此，大口徑机枪通常采用弹鏈供彈。图6是安装在科列斯尼可夫枪架上的社会主义劳动英雄瓦西里·阿列克谢也维奇·捷克加烈夫和社会主义劳动英雄格奥尔基·谢密诺维奇·什巴金所设计的1938年式德什卡大口徑机枪。



图6 安装在科列斯尼可夫枪架上带有什巴金受彈器的捷克加烈夫和什巴金所设计的1938年式 DShK 大口徑机枪。

自动炮 自动炮的主要功用是防坦克和防空以及装备坦克和飞机。用自动炮对空中目标射击时，有时将它安装在多联炮架上。作为坦克武器和航空武器使用时，将自动炮安装在专用炮架上。除上述各种主要的自动武器之外，还使用特种功用的武器（反坦克武器、坦克武器、航空武器、高射武器）。

图7和图8是社会主义劳动英雄，瓦西里·阿列克谢也维奇·

表6 大口徑机枪

武器諸元	苏 联	美 国	英 国	法 国
	武器类型			
	938年式 ДПК	勃朗宁 M2HB	維克斯	1930年式 哈其开斯
口径(毫米)	12.7	12.7	12.7	13.2
机枪重量(公斤)	36.9	36.7	42*	39.7
带枪架时机枪的重量(公斤)	170	57	102*	235
枪架类型	輪式 通用枪架	三脚式		輪式 通用枪架
机枪长度(毫米)	1625	1650	1575	1660
射击频率(发/分)	600	600	450	450
自动机类型	导气式	枪管短后座		导气式
初速(米/秒)	870	895	915	800
彈丸重量(克)	49.5	48	37	49
枪口动能(公斤·米)	1920	1960	1570	1600
供彈方法		彈	鏈	彈匣
彈匣和彈鏈的容量(枪彈数)	50	100	100	30

* 重量包括枪管冷却液。

捷克加烈夫 (ИТПД) 和 謝尔盖·加伏里罗維奇·西蒙諾夫 (ИТПС) 所設計的 1941 年式苏联反坦克枪。在偉大卫国战争年代里，苏軍曾普遍把它当作近战反坦克兵器使用。

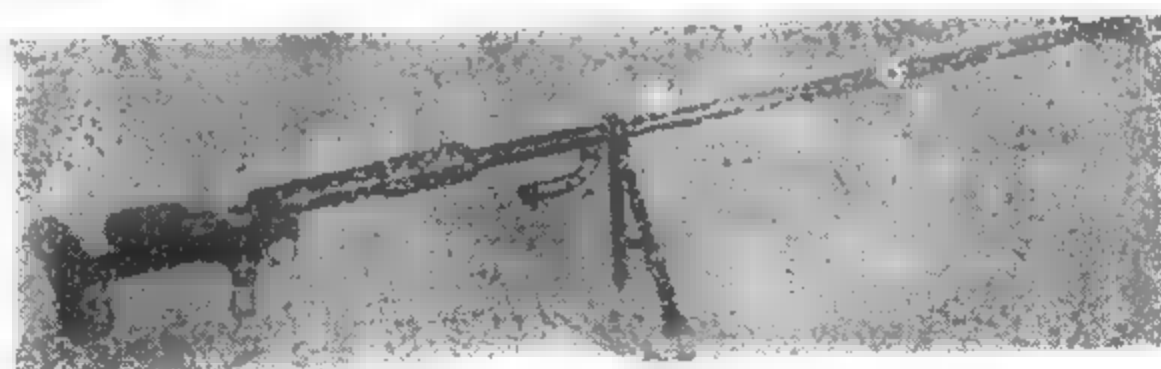


图7 B. A. 捷克加烈夫所設計的1941年式反坦克枪(ИТПД)。

通常将步兵輕机枪和重机枪在結構上稍加改造之后，便可作为坦克武器使用。

图9和10中的航空武器是社会主义劳动英雄，鮑利思·卡伏

表7 小口径自动炮

武器諸元	苏 联		美 国		英 国
	器 类 型				
	1946年式	1946年式	M1A2	博福士 M1	博福士 MK1
口径(毫米)	25	37	37	40	40
战斗状态时武器的重量 (公斤)	1075	2100	2500	2400	2320
射击频率(发/分)	240	180	120	120	120
弹丸初速(米/秒)	900	880	790	900	850
弹丸重量(公斤)	0.28	0.732	0.612	0.882	0.979

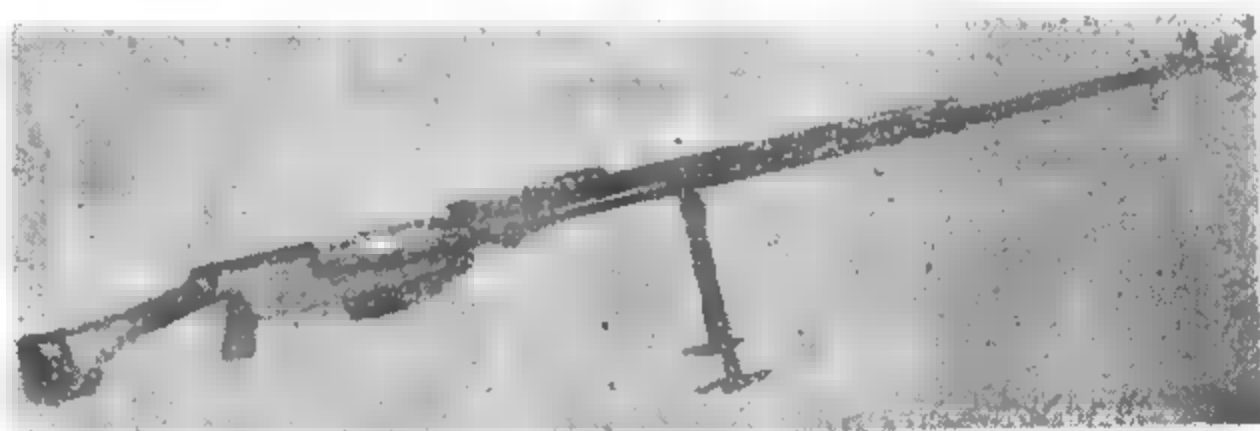


图8 西蒙諾夫所設計的1941年式反坦克枪(IITPC)。

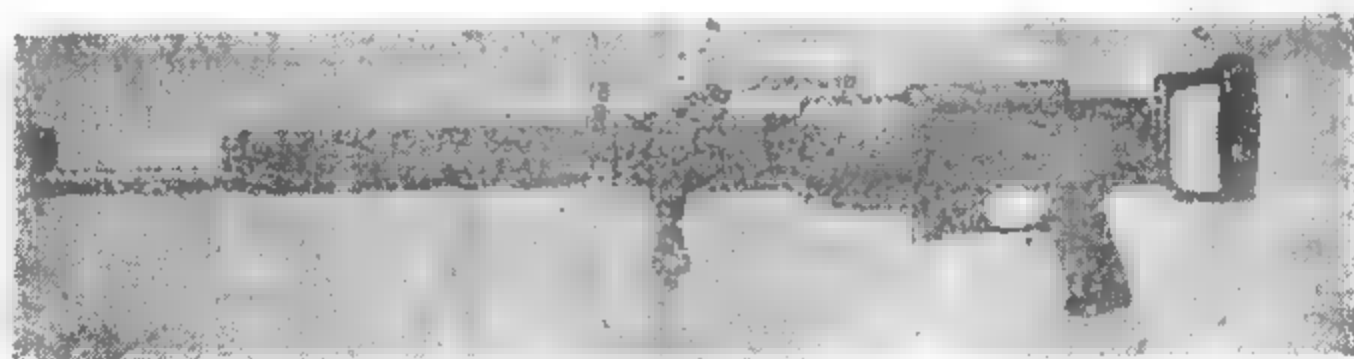


图9 斯皮塔尔諾伊、柯馬利茨基所設計的航空机枪(IUKAC)。

里洛維奇·斯皮塔尔諾伊和伊林納尔哈·安得烈也維奇·柯馬利茨基所設計的7.62毫米快速航空机枪(IUKAC)以及鮑利思·卡伏里洛維奇·斯皮塔尔諾伊和謝米·弗拉基米罗維奇·弗拉基米洛夫所設計的20毫米快速航空炮(IIBAK)。

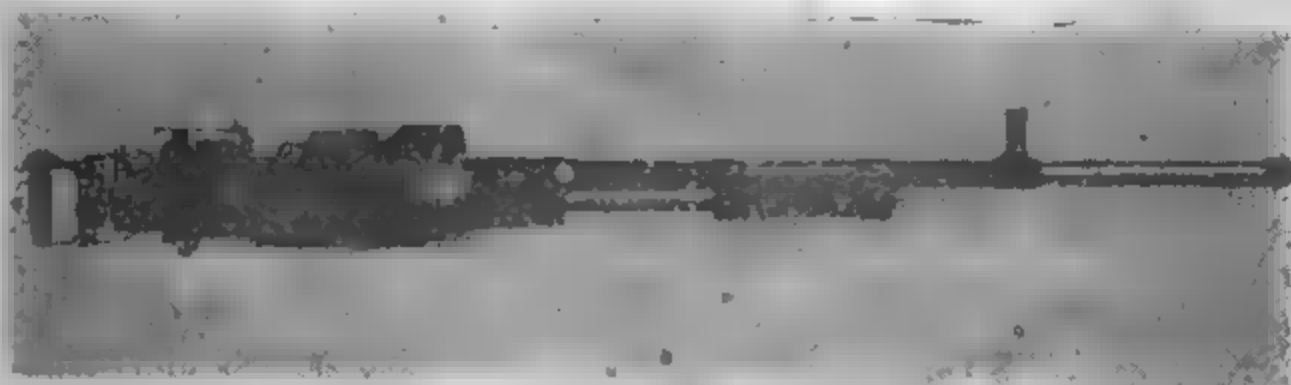


图10 斯皮塔尔路伊、弗拉基米洛夫所设计的航空炮(IIBAK)。

§2 自动武器的作用和意义

自动化在任一技术部门中的巨大意义是无可争辩的，因为，自动化的实现会减轻人们的劳动，并且能大大提高机器的生产率。

在武器装备方面，步兵武器首先实现了自动化，因此，步兵的火力威力提高了许多倍。目前，绝大多数的步兵武器都是自动化的。

大家都知道，在伟大卫国战争中苏军之所以能够战胜法西斯德国，除掉苏军具有坚强的政治素质之外，决定苏军胜利的因素之一，就是它拥有优越的技术兵器，其中也包括优越的步兵兵器。

早在伟大卫国战争初期，苏军的步兵装备就已有相当完整的体系，并拥有所有各种现代武器。在伟大卫国战争初期，苏军装备上所拥有的各式步兵武器就具有良好的战斗性能，并且武器的动作极为可靠，在整个战争期间，其中许多武器一直使用得很成功，并显示了苏军步兵武器的战斗性能大大优越于敌军和盟军所装备的同类各式步兵武器。德普式轻机枪、德什卡高射机枪、1930/33年式TT式手枪和其它各式武器均可作为范例。

在伟大卫国战争的进行当中，苏军步兵装备不断得到了改善，并补充了各种新式武器，这些新式武器是结合着战争的经验而制造的。由于苏联设计师们创造性的努力和兵工厂工人、技术员和

工程师的劳动英雄主义的结果，在伟大卫国战争的第一年，苏军在装备上就已经具备了各种新式步兵武器，而使得和敌人的生动力量和技术的斗争方式和方法得到了发展和改善。

1941年，在苏军装备上出现了威力巨大的防坦克枪 ПТПД 和 ПТПС，它们的战斗性能大大优越于当时所使用的所有该种武器，大大加强了苏军防坦克武器的威力，配合炮兵顺利地反击了敌人强大的坦克袭击，击毁了大量的德国坦克。

1943年，在苏军装备上开始出现了新式重机枪和新式自动枪。新式重机枪 СГ-43 具有良好的战斗性能，良好的机动性，而且构造简单，它在战斗性能上远胜于德国的新式机枪（MG-42）。新式自动枪 ППС-43 在近距离上能保证有高度的射击密度，故在苏军中与 ППС 自动枪一样，很快地为部队所采用，而成为最多的一种步兵武器。这些自动枪，由于本身具有良好的战斗性能和机动性，故在苏军中已经取得很高的声誉。并且远远优越于外国军队所使用的类似武器。

在战争年代里，某些式样的步兵武器在部队中进行了改装。

在伟大卫国战争时期，由于步兵武器的不断改进，提高了苏军武器在质量上优越于敌人，而且这种不断改进和新的战斗形式的运用与武器大量生产也成功地配合起来了。

为了说明在伟大卫国战争年代中步兵武器生产的规模，可以回忆一下约·维·斯大林于1946年2月9日在莫斯科市斯大林选区的选民大会上列举的数字。

约·维·斯大林指出，在战争的最后三年时间内，我们的工业每年生产了45万支轻机枪和重机枪，约100万支自动枪。在1944年曾生产74亿发枪弹。

步兵武器在其他装备系统中的意义和作用主要取决于步兵部队在现代战斗中的作用。

苏军各种条令正确吸取了伟大卫国战争的经验，它强调指出，步兵分队在现代战斗中具有极其主要的作用。因为步兵分队

能在各种不同的地形、气候和任意季节里，不分昼夜皆能完成战斗任务。这也就决定了步兵武器本身的作用和意义。

现代军队装备系统中步兵武器的显著作用还在于它能给与生动力量以巨大的杀伤，实际上这是由于步兵武器在质量方面有了急剧的变化，在数量方面有了飞跃的增长。

在伟大卫国战争中苏军所使用的步兵武器的数量，在一定程度上可用上述关于各种主要步兵武器和弹药的生产数字来说明。

现代步兵武器基本上都是自动的，这就大大地提高了它的战斗射速并加强了步兵分队的火力。

综合上述关于步兵武器在现代军队其他装备系统中的作用和意义问题，便可作出如下的结论：苏军步兵武器在苏军其他装备系统中曾占并将继续占巩固的地位。因此，改善和创造新型步兵武器的工作仍然是苏联军械专家发挥智慧和劳动的有利园地。

在伟大卫国战争时期，在各技术兵种中广泛应用了特种自动武器（用以装备飞机和坦克）。特种自动武器是在步兵自动武器的基础上产生和发展的，而在目前已成为一种独立的武器，作为火力袭击和火力防护的极强有力的工具。

由于苏联杰出的航空武器设计师们的有成效的工作，使得苏军远在伟大卫国战争以前在装备上就已具备了各式优良的专用航空武器，它们在战斗性能上大大优越于当时著名的各式外国武器，而在射速方面首次显示出航空机枪和航空炮完全具有新的技术上的可能性。属于这类武器的，例如，有大约二十年前所设计的机枪（ИЛКАС）和航空炮 ИЛБАК。在创造专用航空武器方面的这些最早的杰出工作给苏联航空武器设计工作打下了牢固的基础，并保证了苏军具有在战斗性能上不断改进着的强大的航空自动武器。谈到现代自动武器时，还应当指出自动高射炮。

各种不同功用的自动武器，其所以能够极其迅速和极其顺利地发展，是因为采用了科学的成就，并且为科学本身的进一步发展和完善创造了有利的基腐，因此，各种不同功用的自动武器就

成了研究自动武器設計这門科学的可靠物质基础。

§3 苏联学者在創立和发展步兵武器研究

設計的科学中所起的作用

在研究苏联步兵武器設計和研究的科学时，首先必須指出俄国最老的軍械家弗拉基米尔·格利果里耶維奇·費多洛夫和尼古拉·米哈依洛維奇·費拉托夫的科学著作。

費拉托夫是軍械学的理論家和实践家，他在武器和机枪射击基础理論方面的著作对培养优秀的軍械干部的工作有宝贵的贡献，而且目前仍未失去其价值。

費拉托夫的科学著作“步枪和机枪射击原理”在論述的完整性和严整方面，迄今仍是无与伦比的。費拉托夫的这部著作如他的全部著作一样，其突出的特点就是把理論研究与其由实践中得出的結論結合起来。而这些結論是根据他在枪械靶場服务期間直接領導了許多次射击試驗，积累了丰富的經驗而得出。在其著作中，除发展了理論外，并綜合了大量的經驗。其作品中所討論的一系列的問題，都是費拉托夫首先研究的和首次提出的。

費拉托夫的著作在組織枪械靶場并使其成为步兵武器試驗和研究的科学研究工作的中心方面，以及在以头等步兵武器装备苏軍的工作中，具有很大意义。

第二个最老的軍械家是中将費拉基米尔·格利果里耶維奇·費多洛夫，他的活动对步兵武器研究和設計科学方面的发展同样做出了很大的贡献。

費多洛夫在步兵武器設計方面的科学著作論述了：自动武器及其各机构的分类，自动武器构造基础問題，关于步兵武器公差和配合选择的問題，以及各种設計工作，步兵武器发展和其战斗使用的簡史等等。

費多洛夫的活动开始于装备中采用自动武器的初期，当时舊式武器还未能充分証实它在未来的作用，而陈旧的武器亦未完全

退出历史舞台。因此，許多軍事思想代表者对新式武器的看法是非常不一致的。許多显赫的將軍們，其中也包括德拉貢米洛夫，对新式武器采取否定的态度。新式武器在发展的过程中遇到了极大的困难。俄国軍隊中只有一小部分人在当时肯定自动武器将普遍装备于部队，費多洛夫便是其中之一。

在費多洛夫的許多著作中宣揚了自动武器的性能，并提出了关于每种自动武器的作用。目前由于武器方面的科学研究工作和設計工作的广泛发展和吸取了过去战争的經驗，其中許多問題已为生活所証实，并且获得了可靠的論証。同时，費多洛夫这一部分著作是具有历史意义的，成为軍械专家研究过去的根据。因为不談过去，对将来的創造是有困难的。其另一部分著作迄今仍未失去实际价值，而且在将来也不会失去它的宝貴的参考作用。

在这些著作中，首先應該指出的是已出版的“步兵武器的进化”（第一和第二部分）和“两个时代銜接时期的軍械事业”（第一、二、三部分），在这些著作中叙述了本国和外国步兵武器的发展。这些著作对自动武器各主要机构也作了对比的评价，并結合了自动武器試驗和研究方面的丰富經驗。

費多洛夫的試驗設計工作对发展自动武器具有重要的意义。大家都知道的費多洛夫自动枪便是一种最初式样的輕型自动武器，它的試驗及战斗使用表明了有可能制造动作可靠的輕型自动武器，这点对苏联軍械家以后的試驗設計工作的开展具有很大的意义。

費多洛夫在研究战争經驗的基础上分析步兵武器战斗使用的这部著作也是很有价值的。

費多洛夫和費拉托夫的多年有成效的活动和科学著作作为发展苏联关于步兵武器設計和研究的科学打下了巩固的基础。

苏联現代步兵自动武器的設計和研究，在炮兵中将阿那托里依·阿尔卡基耶維奇·勃拉貢拉沃夫院上的著作中得到了进一步发展。

勃拉瓦拉沃夫于战前第一个五年计划时期开始从事科学活动。当时除了我国工业化任务之外，还提出了以威力强大的现代步兵武器来装备苏军和消灭在技术装备上沙皇军队所遗留下的落后现象的任务。

为了顺利解决这项任务，需要使步兵自动武器的全部设计工作建立在科学的基础上，并且，为了达到这一目的，首先需要拟定步兵自动武器设计计算和研究的方法。

在解决此项任务中，勃拉瓦拉沃夫院士的精辟著作“自动武器设计原理”起了很大的作用，他的著作出版数次，而且著者每次都加以补充，使其更加完善。

此著作首次谈到了有关自动武器设计和研究的各种各样的问题。

在深入研究这本书各个别原理和设计及研究武器时利用其中许多问题的过程中培养出来了苏联军械干部，他们表现出有充分能力去完成共产党和政府赋予他们的进一步发展苏联军械技术的艰巨任务。

在关于步兵自动武器设计和研究这一科学的现代发展状况的简短介绍结束之际，还必须提出勃拉文，布卡切夫和馬蒙托夫教授等人在这方面的科学著作。

Б. А. 勃拉文●在火药气体导出的研究、后效期火药气体的作用、数值积分法的应用等方面的科学著作，在军械专家中享有颇高的声望。

普加契夫●的科学著作主要涉及研究自动机时现代数学分析法的应用，馬蒙托夫●的科学著作基本上是研究利用火药气体能量来使自动机工作的几种不同情况。

本世纪卅年代，在苏联已经广泛开展为苏军和军火工业培养

● 勃拉文等著：飞机轻火炮装备(1941)。

● 普加契夫：自动武器动力学原理(1946)。

● 馬蒙托夫：气流的某些问题(1951)。

軍械專家的工作，並培養出許多為進一步勝利發展這方面的科學而獻身的科學工作者。

如■把蘇聯在步兵武器的設計和研究方面的科學發展的簡述作一總結，便可以得出結論，這種科學完全是在共產黨和政府及時地和不斷地關懷下產生和發展起來的蘇維埃科學。

在步兵武器設計和研究方面的蘇維埃科學發展的高度水平，在頗大程度上促使蘇聯軍隊在偉大衛國戰爭時期能擁有比敵人技術兵器优越得多的頭等步兵技術裝備。

在步兵武器設計和研究方面的蘇維埃科學的高度發展水平保證步兵武器的技術完全能夠獲得進一步的發展，並保證用頭等步兵武器來裝備蘇聯軍隊。

§4 蘇聯軍械設計師在建立蘇軍

自動武器中的作用

俄國軍械專家久已享有很高的聲望。還在偉大十月社會主義革命之前已製造出謝爾蓋·依凡諾維奇·莫新所設計的優良的三枝步槍，這是俄國槍械技術的發展向前邁進的一大步，並且遠遠超越了外國軍械家的成就。俄國最老的軍械家，費多洛夫、捷克加烈夫和托加烈夫還在十月社會主義革命之前就已創造了許多結構新奇的自動武器，從而為蘇聯自動武器的發展奠定了堅固的基礎。

但是，在那個時期，昏庸無能的沙皇官吏千方百計地阻止本國自動武器的發展，盲目地崇拜外國，以輕視態度對待本國槍械技術的成就。

只有在偉大十月社會主義革命之後，由於共產黨不斷關懷蘇聯科學和技術的繁榮，杰出的■老的俄國軍械家和大批青年發明家們的創造積極性，才得到充分的發揮。

根據共產黨和蘇聯政府的指示而建立起來的專門設計局、科學研究所及靶場，在發展蘇聯軍械技術中起了巨大的作用。這些

組織使得自动武器的設計工作得以建立在科学的基础之上。

在苏維埃政权的年代，捷克加烈夫为苏軍創造了头等的武器：7.62毫米德普式輕机枪，1938年式12.7毫米机枪，1939年式7.62毫米重机枪，7.62毫米坦克机枪，7.62毫米航空机枪，14.5毫米反坦克枪，及其他枪械。所有这些武器都装备于或曾装备过苏軍。它們是对极其困难的問題独特而大胆的解决，而且良好的战斗性能和机动性质最合理的結合。

捷克加烈夫所設計的各式武器的结构特点就是构造简单而且动作可靠。

捷克加烈夫的大胆革新的工作作風已为苏联其他自动武器設計师們所掌握，这就建立了新型的进步的自动武器設計学派，也是苏联軍械家获得杰出成就的根本原因之一。

托加烈夫在苏維埃政权的年代中設計了許多有价值的各式自动武器：1930/33年式手枪，1940年式自动装填步枪和許多其他式样的武器。

偉大十月社会主义革命之后，从对自动武器发展事业和装备做出宝贵供献的工人群众中培养出大量的天才的軍械家，其中有：西蒙諾夫、什巴金、達达耶夫、郭留諾夫和其他杰出的軍械家，他們为苏联陸軍装备制造了許多头等的自动武器。

在苏維埃政权的年代里，出現了大量的杰出的航空自动武器設計师：斯皮塔尔諾伊、柯馬利茨基和其他等人。由于这些設計师的忘我而有成效的工作，苏联空軍获得了头等的航空自动武器。

苏联武器的发展史証明，远在偉大十月社会主义革命之前，在沙皇俄国时，工作条件虽然极为不利，但俄国軍械家一向是按照自己所选择的道路前进，成功地解决了武器設計方面的問題，并表現出他們的天才和革新精神。

苏联軍械家繼承了俄国軍械家的优良傳統，他們的工作受到了全国人民的关怀，正在为巩固苏維埃社会主义共和国联盟的国

防力量而从事着创造性的劳动。

上述杰出的軍械家，其中許多人：捷克加烈夫，托加烈夫，西蒙圖夫，什巴金和其他人等都因在供应苏軍头等武器的工作中立下了巨大的功勋而荣获了社会主义劳动英雄的称号。

苏联高度发展的生产力和社会主义的生产关系，为先进技术的进一步发展創造了极其有利的条件。

目前，苏联設計师們已积有丰富的自动武器設計經驗，依靠高度发展的和以現代技术装备起来的实验基地，苏联学者所建立的自动武器研究和設計理論，在苏联共产党和苏联政府的經常关怀下，能够解决摆在他們面前的任何問題。

第十九次党代表大会所通过的有历史意义的決議規定了要进一步发展整个机器制造业和运用头等技术，所有这些都将促进这些問題的順利解决。

§5 战术技术要求——武器設計时的指导材料

設計新式武器和研究現有武器时，均以所圖战术技术要求为其指导材料，这些要求通常包括射击威力、机动性、动作可靠性、操作簡便和经济性等。这些基本要求对各种不同的武器有不同的具体内容。

射击威力的要求包括彈丸对目标的作用（穿甲作用、侵彻作用、燃烧作用、杀伤作用等），各种不同距离上的射击精度（单发和連发时）及射速（射击頻率、实际射速、法定火力）。

武器机动性的要求，包括火力机动性（迅速开火、迅速向各种目标轉移火力）、武器不同战斗使用的可能性（防御、进攻、对地面目标和空中目标射击）和武器的运动性（重量、外廓尺寸和武器采用不同运输方式的可能性）。

动作可靠性的要求，包括动作灵活性（射击时不发生故障或少发生故障）、操作安全、战斗中不易受损伤及寿命，即由射彈发数确定之使用期限。

一般来讲，操作簡便的要求就是在战斗中中和武器射击准备时便于操作。

武器制造經濟性的要求，包括下面几項：所用的材料，制造精度，互换性以及采用最进步的加工方法的可能性。

不难看出，这些要求中的許多要求是相互矛盾的，这就給設計带来了特殊的困难，因为設計师不得不經常去考虑如何使各种要求更好的協調起来。

对确定武器要求能够采取正确的措施，是順利設計武器的主要条件。但为了作到这一点，必須仔細研究現有各式武器，应用現代的理論与实验研究方法，深刻研究武器战斗使用条件。

設計师如果不能很好地了解武器的現代战斗条件，設計时就可能造成原則性的錯誤。

为了对各种武器以及其各个机构提出具体的战术技术要求，也必須很好地了解步兵武器設計和研究的理論。

拟定对現代步兵武器的战术技术要求时的指导材料，其重要来源就是武器的战斗使用經驗。

目前，論証战术技术要求的最宝贵的材料是偉大卫国战争的經驗，以及对战后苏联軍事艺术发展的分析。

此材料能最正确而完备地評定所用武器的最主要的性能，并提出武器进一步改善和发展的基本途徑。

步兵武器的进一步发展方向應該是，制造新式步兵武器和結合新的技术成就和新的战斗形式改进現有武器。

§6 自动武器設計程序

自动武器設計工作在一種情况下包括下列几个阶段：研究和确定設計課題，設計枪彈，設計武器本身，設計枪架和枪座。

研究和确定設計課題是設計工作中极其重要而富有創造性的阶段。此項工作的完成，需要建筑在深刻分析課題的各个論点的基礎之上。在某些情况下，可应用分析和实验研究方法来解决主

要的困难問題，并提出解決問題的具体途徑。例如，設計比現有武器更为机动的新式自动枪时，設計師可能預見到主要困难在于保証良好的射击精度。显然，为了順利解决所賦予的設計任务，就需要特別注意保証該种武器在射击时的稳定性。此种要求可以通过选择最有利的彈道解和选择良好的武器动力平衡的方法来达到。

查明主要的困难和确定解决所賦与的任务的基本方向，具有非常重要的意义，并在頗大程度上能保証設計的成功。

設計工作的第二个阶段是設計枪彈，本阶段包括詳細分析彈道以及最后选择彈道方案，使之能最充分地保証所要求的武器战斗性能和勤务性能。本阶段以設計枪彈諸元和最后繪制枪彈結構图而告結束。

第三个阶段是設計武器本身。本阶段的工作要从設計枪管开始。枪管整个內部結構和尺寸（彈膛、坡膛、膛綫部）在設計枪彈时便已确定。

枪管外部尺寸是在計算强度和冷却的基础上确定的。枪管与机匣連接处的外部形状在設計机匣时最后确定。

下一步的工作就是选择自动机的型式和設計自动武器各主要机构。选择自动机型式时，必須广泛利用先前的武器設計和使用經驗，并对与所設計的武器相类似的現有各式武器进行各种試驗及研究。

自动武器各机构的設計工作要从繪制草图开始，以繪制主要机构工作略图和全枪装配图而告結束。确定各机构构件尺寸时，必須要进行某些动力計算和零件强度的校核。繪制装配图时，必須特別注意保証武器結合和分解簡便。修改武器各个零件的外形和尺寸时，需特別注意的是务求生产簡單，因为这在很大程度上决定所設計的武器的經濟性。确定了各机构的相互动作之后便可着手自动机的計算。

自动机的計算要从繪制循环图表和确定活动部分重量諸元开

始。在进行此项工作的过程中可以略微修正零件的尺寸，以便修正循环图表和获得理想的活动部分重量。

获得了所预期的循环图表和合适的活动部分重量諸元之后，便要确定計算所必需的傳速比和效率，以及各机构构件的相当质量及作用于各构件上的相当力。这个計算自动机的第一部分工作，以繪制质量和力的变化图表而告結束。

計算自动机■第二部分工作，在于确定活动部分的运动諸元，以繪制自动机基本构件的位移和速度的变化图解而告結束。

在計算自动机的过程中，个别零件的尺寸可能变化，因而要相应地改变循环图表。

最后修正各零件的尺寸之后，須对所有主要結合部进行分析，确定自动机所有主要零件的制造公差。下一步的工作就是制造武器的試样。

制造出第一批武器的試样之后，設計師一般要进行一項繁重的工作，■須調准自动机的工作，选择最有利的机构动作，对主要零件的尺寸作最后一次校正。同时，必須把主要注意力集中在保証各种机构的寿命和自动机动作可靠性上。

为了保証主要零件的寿命，有时不得不改变一下个别零件的外形，以便减少应力集中，并且还■采取特殊措施来改善各机构工作的平稳性。选择零件最有利的形状时，最好应用电阻应变仪和塗漆法来确定零件受力最大区域变形的大小■方向。

选择自动机的最有利的工作頻率时，以及在保証各个零件工作可■性时，必須对自动机的工作作实验研究，记录下活动部分的位移和速度与時間的函■关系。

§7 自动武器各机构理論研究的特点

分析一下自动武器各机构，便容易看出，具有同样功用的机构，其結構是极其不同的。因此，根据功用划分时，就难于拟定和叙述自动武器各机构的計算方法。

通过研究某几种机构的原理图（在一些假定的条件下，把功用不同的自动武器机构归纳于其内），研究自动武器各机构构件的运动是比较合理的，但是这种方法的效果主要决定于研究时所取的略图。

选择原理图时，必须特别注意的是务求它能充分反映出影响各实际机构工作的主要性能，而不必注意对所研究的机构的工作没有很大影响的一些性能。

只有满足了这两个条件，才能保证十分精确而简单地计算自动机。

各种略图中构件的运动，可以用各种不同的微分方程式来表示，为了解这些方程式，最好应用各种不同的解法。

原理图的选择是在分析大量的各式武器自动机工作的基础上进行的。

例如，分析CI-43重机枪的自动机工作时，便可以确定出整个武器和自动机各部分运动的特征时期如下：

1. 枪机框和整个武器在膛内和导（膛内火药气体压力作用下的运动。
2. 枪机框同枪机在复进簧作用下的运动，以及整个武器在缓冲簧作用下的运动。
3. 枪机框同枪机与拨弹滑板间有运动约束时（弹链供弹机构工作时）的运动。
4. 发生各种撞击时（开锁，闭锁时枪机框对枪机的撞击，自动机各活动部分到达前方和后方位置时的撞击等），整个武器和自动机活动部分的运动。

许多式样的自动武器都具有这样的运动时期，虽然表现的形式各不相同。

自动武器各机构工作的这些主要特点，使我们能够就对应于上述各时期的运动特点的若干原理图来研究一般的自动机计算方法。

然而，仅研究原理图，还不能说明与自动武器各机构工作理论研究有关的全部问题。

由于在具有同样功用的自动武器内，机构的工作各有其独特之处，除一般计算方法外，还必须研究特殊方法，以便计算自动武器中功用不同的机构的工作特点。

为了解决自动武器各机构的各种动力问题，须建立和求解相应的微分方程式。

分析一下表示自动武器各机构工作的微分方程式，便容易证实：仅有很少一部分方程式可以得出精确解。为了用解析法解这些方程式，通常要采用一些假定，结果，就使研究结果极为不真实，因而失去了求精确解的意义。

所有这些都说明自动武器各机构工作的研究法，不能仅以微分方程的解析法作为基础。

大家都知道，当微分方程式不能用解析法求解时，可以应用数值解法或图解解析法。

应用数值积分法可以用数值表格的形式求得未知函数。用图解积分法求解时，则可以用图解的形式求得未知函数。两种解法通常都能充分满足工程计算的要求，并可在工程实践中应用。

但是，在工程计算实践中运用各种方法的经验，表明了图解法有许多无可争辩的优点，其中最主要的优点就是所研究的全函数的形象性，这就十分便于评价计算的精确度和由计算结果所求得的各值的适用性。

但是，不能把图解解析法看作是在自动武器各机构工作研究的所有情况下唯一合适的方法。

表明自动武器各具体机构工作的微分方程式的特点，有时要求应用精确解析法和数值积分法，因此在研究各种机构工作时，对这些方法也应加以应有的注意。

但是，在阐明微分方程式的精确解析解法时，对所求得的结果作出图解说明，并将对所研究的问题导出图解解法。

同时，不仅要说明微分方程式的解析解法，并且要说明所讨论的微分方程中所含之许多函数的图解决定方法。

因此，下述的图解解析法可以看作是研究各机构工作的各种图解解析法的综合。解具体问题时应用这些方法是否合理，决定于所研究的机构略图的特点和相应于此略图的微分方程的特点。

在对自动武器各机构的工作作理论分析时，替换质量的应用和座标的选择有很大意义。

建立表示自动武器各机构工作的微分方程式时，常应用替换质量理论，以便用集中于个别点上的替换质量来代替形状复杂而质量分布又不均匀的实构件。

大家都知道，起码要用两个替换质量，才能使构件和替换它的质量在动力学上完全等值。在这种情况下，替换质量之一的位位置可以任意选择。

用一个替换质量来替换构件时不可能保证替换质量与替换构件在动力学上完全等值，因为决定这个替换质量的三个数值不能保证满足确定质心位置不变、质量不变和惯性矩不变的四个方程式（在平面运动的情况下）。

但是在研究自动武器各机构工作时，往往没有必要保证替换质量和被替换构件在动力学上完全等值，因为，在机械构件运动方程式中有时不包括重心的座标，甚至不包括构件的质量。因此，利用替换质量理论时必须预先阐明含有替换质量的方程式的性质，并尽可能简化求替换质量的表达式。求替换质量的表达式也决定于运动本身的性质。

为了在动力学上完全替换一个作直线平移运动的构件，必须使重心位置和质量保持不变。

为了在动力学上完全替换一个绕固定轴作旋转运动或复杂运动的构件，除保持重心位置和质量不变以外，还必须保证转动惯量相等。

研究自动武器各机构构件的运动时，必须采用一系列的假量，

以简化计算。

例如，往往不得不概略地计算导轨和链条上的反作用力，不考虑重力的影响等。在这些假设的条件下，运动方程式不包含构件重心的坐标，甚至于不包含绕固定轴旋转的构件的质量。

由于采用了这些假设，故在许多情况下可以用一个质量来替换自动武器各机构的构件。即位于被替换构件的任意点上的替换质量，其值与被替换构件的质量相同。

若替换一个绕固定轴旋转的构件时，可取替换质量位于半径一定的圆周上，使替换质量和整个构件对于同一点的转动惯量相等。

用一个替换质量来替换构件时，应当记住，在这种情况下构件质心位置不变的条件可能得不到保证，所以这样的替换只有在对平移和旋转运动的构件，运动方程式中不包含构件重心坐标以及对旋转运动的构件，运动方程式中不包含构件的质量时方才可能。

选择和确定机构构件的坐标时，主要的原则是力求使表示各机构工作的微分方程式简化。在某些情况下，由于坐标选择合理，复杂方程式的解，可以顺利地化为求积式。

在许多情况下，必须取表示机构构件的相对位移的坐标作为广义坐标。

研究自动武器各零件在弹簧作用下的运动时，有时转化成主坐标，能够顺利地将复杂问题的解法大大简化，并能将具有两个自由度的运动系统的运动方程式，化为具有一个自由度的物体的运动方程式，从而使其求解大为简化。

所有这些都说明对各机构零件选择最合理的坐标的重要性。

在研究与建立和求解微分方程式有关的任何一个问题时，将列举有关选择坐标的具体例子。合理选择坐标的问题与合理选择自变量的问题是有密切联系的。

在研究自动武器各机构的工作时，问题归结为判定把基本构

件的座标或时间座标作为自变量的合理性。

用基本构件的座标作为自变量，就易于求出所研究的各运动段结束时机构工作的特征量，因为这些运动段通常是由基本构件的座标决定的（例如，枪机闭锁阶段、弹链供弹机构工作阶段等）。

用数值法或图解法解微分方程式时，用基本构件座标作自变量，常常能简化计算或绘图，因为包含在表明自动武器各机构工作的微分方程式中的各量通常只决定于基本构件的座标，并且对于各种不同的自变量来讲，在积分微分方程式之前就可以求出。

解联立微分方程式时，通常取时间作自变量较为适当，因为这更便于使不同微分方程式中的各种变量一致。

§8 自动武器各机构工作的作用力

对任何一种机器或机构的研究，与其构件运动的特点有很大关系。这些特点是由使整个机器或其个别机构动作的力之物理性质决定的。

因此，在叙述自动武器各机构工作的各种理论研究方法之前，应先研究一下作用力的某些特点。使自动武器各机构构件运动的力，按其物理性质，可分为下列几类：火药气体压力、弹簧弹力和其他弹性元件的弹力、惯性力、摩擦力和重力。

火药气体压力通常是主要的运动力，利用它可使自动武器的基本构件积蓄一定的动能。火药气体压力的变化性质主要决定于其作用的具体条件（在膛内还是在气室内，作用于枪口帽上，还是在枪口制退器上等等）。火药气体压力的利用方式，在很大程度上决定了自动武器各主要机构的构造，因此通常是根据火药气体压力的利用方式（在膛内，在气室内）来区分自动武器的主要类型。

火药气体压力的变化是非常迅速的，而且作用的时间也很短促。自动机活动部分或整个武器在火药气体压力作用时间内所发生位移，对此力变化的大小或性质，一般没有多大影响。

因此，人■认为火药气体压力与自动机或整个武器的位移无关。而仅为时间的函数。

由于火药气体压力作用时■短，变化快，所以在研究武器各部分或整个武器在此压力作用下的运动时，通常可以近似地计算所有其余各力，而不去注意它■的变化（将它■当作常数），这样就大大地简化了研究工作。

弹簧弹力有时当作主动力（弹簧伸张时），有时当作阻力（弹簧压缩时）。弹簧力的变化，可以认为与弹簧压缩量■成线性关系。

在自动武器中，弹簧质量通常比在弹簧作用下运动的物体的质量小得多，因此，可以■近似地计算弹簧本身质量对在其作用下的物体的运动的影响，此时完全可以不考虑弹簧■振动的■影响。当在自动武器中使用刚度系数较大的弹簧时，必须考虑到这些弹簧变形时机械能的损失。它对于刚度系数特大的缓冲簧而言具有巨大的意义。

由于自动武器各机构工作的性质是不稳定而■的。因此惯性力在自动武器中起着非常大的作用。惯性力与火药气体压力和弹簧弹力不同，它不是给定力，■为它不可能用运动特征量■表示出来。

自动武器各机构构件在任何给定力作用下运动时，均有惯性力产生。当不同的机构构件■生撞击时，惯性力将达到特别巨大的数值。只有当机构构件运动规律为给定的■件下，也■是在研究了运动以后，才■确定惯性力的大小。因此，■定惯性力通常是为了查明作用于构件上的总约束反作用力，为了校核各构件的强度。

从弹链方面作用于接弹滑板上的惯性力具有特殊意义。通常必须在查明武器各机构工作之前确定这些力（■■些■确定之后），以■结合■弹链弹性来研究弹链的运动。

摩擦力通常如同惯性力一样不是给定力，因为它主要取决于约束反作用力，而约束反作用力又决定于惯性力。这就是确定摩

擦力时的主要困难之一。它們对自动武器各主要机构工作的影响可能是很大的，因此，必須要特別注意計算它們的方法。

自动武器中的摩擦，通常接近于干性摩擦。因此，在确定摩擦力时通常把它們看作与約束反作用力的垂直分量成比例。

可以认为摩擦力与支承面的大小和摩擦面的相对速度无关。試驗說明，自动武器各机构工作时产生的摩擦力与摩擦表面的状况（塗油、染污垢的程度等）有密切关系。

必須指出，設計师若能合理地配置零件，就能大大减小支承反作用力，因而也就能减小摩擦力（例如增加导轨的长度，减小作用力对活动构件重心的力臂）。

自动武器各机构工作时的重力作用通常是次要的。因为它们都是常量，所以考虑它們和确定它們都沒有任何困难。

在武器的不同射角下，檢查自动机的作用可靠性时，重力的計算甚为必要，此时重力在基本构件运动方向上的分量可能在自动机的不同工作时期內使其发生加速度或阻滯运动。

本书前两章即研究自动机在給定力（火药气体压力和彈簧彈力）作用下的运动。其余各力（慣性力、摩擦力和重力）的作用在這些章中以及在以后各章中（研究自动武器各机构构件在給定力作用下的各种运动情况）都有所討論。

第一章 自动机各部分在火药气体压力作用下的运动

§1 自动武器的分类

自动武器的构造，在很大程度上决定于采用什么原理来利用火药气体的能量，以便自动机进行工作。

因此，许多著者如B. Γ. 费多洛夫教授，A. A. 勃拉瓦茨基院士及其他等人，主张根据利用火药气体能量的原理来区分各种自动武器。

下面，即按上述原则对现代自动武器进行分类。

1 枪管后座式武器

这是一种利用枪管后座原理使自动机工作的武器，它的枪管是活动的。这种武器中自动机的工作如下：发射时枪机和枪管牢固地扣合在一起，火药气体压力通过弹壳底部作用在枪机上，使枪机和枪管一同运动，其运动方向与弹丸运动方向相反。自动机下一步工作与枪管后座行程有关。

在枪管长后座式武器中（图11），枪管行程与枪机行程相等，枪机和枪管一起后座，压缩复进簧，直到最后方位置；然后枪管在复进簧的作用下单独向前复进，同时开锁枪机和打开枪膛，以便将下一发枪弹推入弹膛。

枪管到达前方位置之后，枪机就在枪机复进簧的作用下向前复进，并把次一发枪弹送入弹膛；枪机到达前方位置时就进行闭锁。这种自动机的特点是自动机的工作分为三个阶段进行（枪管与枪机共同后座，枪管复进和枪机复进）。

具有这种自动机的自动武器，其射击频率都比较低，而且射击精度也差，所以在现代自动武器中很少采用。

在枪管短后座式自动武器中(图 12 和 13), 枪机和枪管在共同后座的过程中解脱联接(枪机开锁)。开锁以后, 枪机单独向后运动, 而枪管的运动则受到限制(枪管完成短行程)。在这种武器中, 为了保证枪机在规定时间内可靠地达到最后方位置, 经常采用加速机构(加速机)。加速机可以在枪机开锁过程中, 或者在枪机开锁后进行工作, 以增加枪机的速度和减低枪管的速度。

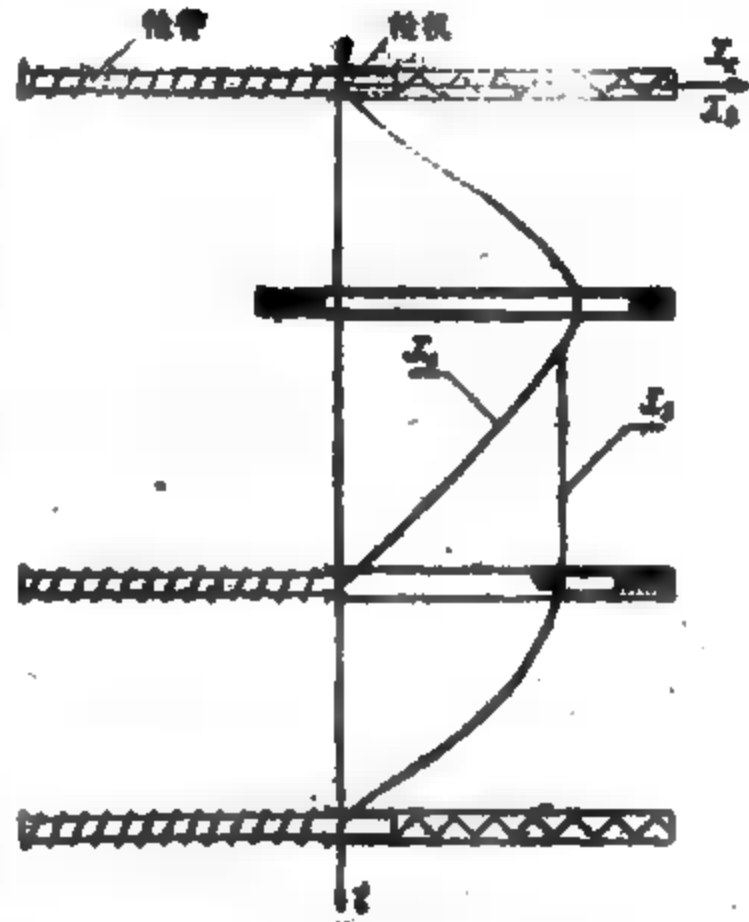


图11 枪管长后座式自动机的工作略图。

加速机工作结束后, 枪机向后运动, 退至最后方位置, 压缩枪机复进簧。在枪机复进时将枪弹送入弹膛。加速机工作结束后, 枪管继续向后运动少许, 在有一些武器中(图12), 枪管在后方位位置上停住, 待枪机复进到前方, 触动其卡笋时才被解脱, 同枪机一起向前复进, 实现闭锁(费多洛夫自动步枪)。在另一些武器中(图13), 枪管后座到位

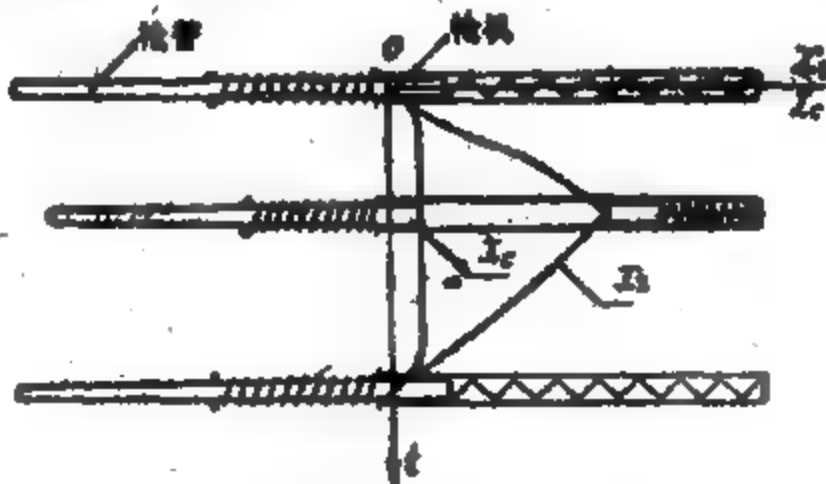


图12 枪管短后座式自动机的工作略图。

后，即在枪管复进簧的作用下单独向前复进。而和枪机的运动没有关系（比枪机到达前方位置为早）。枪机在其复进簧作用下到达前方位置时即自行闭锁（马克沁枪机）。在某些枪管较轻的枪管短后座式自动武器中，自动机中可能没有加速机构（1930/33年式7.62毫米手枪）。

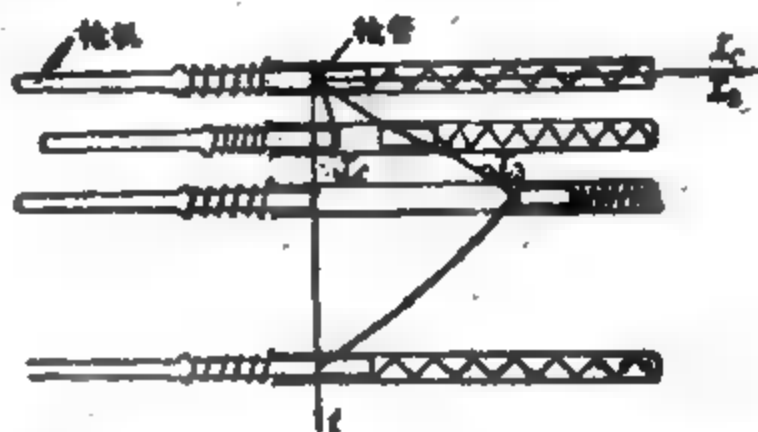


图13 枪管短后座式自动机的工作略图（无枪管卡笋）。

利用枪管短后座原理而工作的自动机

广泛地应用于现代自动武器中，因为它能在高射速情况下保证动作确实可靠，并且后座力也不大（对枪架、枪座或射手肩部的作用不大）。在重机枪、大口径机枪和自动炮中，这种动作原理的自动机应用得特别广泛。

2 枪机后座式武器

在利用枪机后座原理的自动机工作的武器中，枪管固定不动，发射时枪机或者与枪管完全不扣合，或者虽然扣合，但在经过弹壳底部传来的火药气体压力作用下即行开锁（可以自动开锁）。

发射时如果枪机不与枪管相扣合，而只有复进簧作用于其上，这种枪机叫自由枪机，这种自动机叫自由枪机式自动机。自由枪机式自动机的工作，是当枪管内的火药气体压力开始增长时，枪机即同弹壳一起后退。枪机在后退时压缩其复进簧，然后又在复进簧作用下向前运动，从弹膛内推送一发枪弹进入弹膛。

枪机的质量和弹壳对弹膛的摩擦力对此种型式的自动机的工作影响很大。摩擦力的产生是由于火药气体压力把弹壳紧压在弹膛壁上所致。

为了使这种型式的自动机作用可靠，必须有相当沉重的枪机，

并采用弹壳较短的枪弹。因此，自由枪机式自动机在用手枪枪弹射击的武器中应用最广。这种自动机的主要优点是构造简单。苏联 1941 年式冲锋枪（ППШ）和 1943 年式冲锋枪（ППС）就是采用的这种自动机。

发射时如果枪机与枪管相互扣合，而扣合的解脱是由于加在弹壳底部的火药气体压力的作用，则这种枪机叫半自由枪机，这种自动机叫半自由枪机式自动机。半自由枪机式自动机的工作，同样是在膛内火药气体压力开始增长时，枪机即与弹壳一起后退，然而，由于作用在闭锁构件上的摩阻力很大，以及与枪机联接的个别零件的加速运动，枪机的后退受到闭锁机构的制动。在自动开锁期间枪机的制动显著地减少了枪机的动能，因而可采用威力较大的枪弹，而无须过多的增加枪机质量。半自由枪机式自动机在枪机自动开锁以后的工作，与自由枪机式自动机没有任何原则上的区别。这种自动机的主要缺点是它的工作与摩擦力有关，也就是决定于闭锁机构工作表面的状况，因而使机构的作用不可靠。半自由枪机式自动机的变形，主要区别于闭锁机构的结构和枪机的制动方式。

3 导气式武器

这种武器有特殊的气室，它的位置通常是在枪管内部，弹丸通过枪管上的导气孔之后，火药气体即通过导气孔进入气室内（图14）。气室内装有活塞，活塞与枪机框或枪机体连接。在气室内的火药气体压力作用之下，枪机框

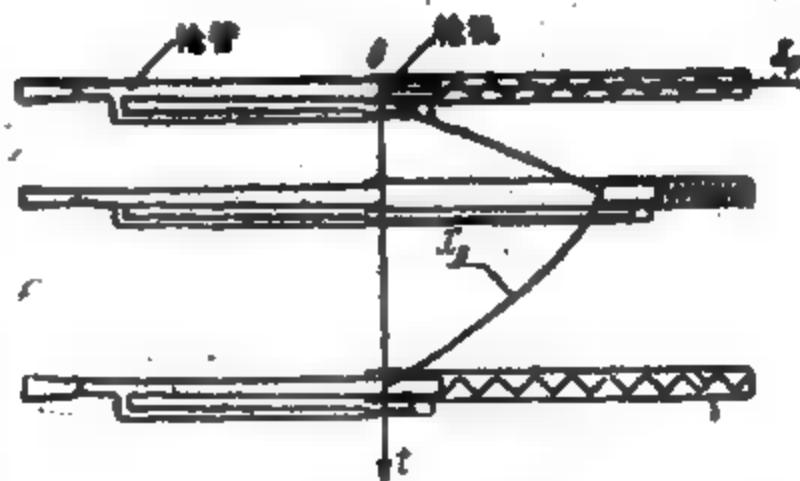


图14 导气式自动机的工作略图。

(或枪机体) 向后运动并使枪机开锁。开锁以后自动机的工作, 视活塞杆与枪机框(或枪机体) 的联结情形而定。例如, 在苏联 $\Delta\Gamma$ 式轻机枪中, 活塞杆与枪机框固联在一起, 因此在枪机开锁后, 活塞杆和枪机框与枪机一同向后方位置运动, 压缩复进簧, 然后又一同向前复进, 从弹盘中将下一发枪弹送入弹膛, 并闭锁枪机。这种型式的自动机叫活塞长行程的自动机。这种自动机工作时活动部分的质量大, 从而提高了自动机作用的可靠性。在苏联 1940 年式自动步枪中, 活塞杆与枪机体不相连接, 因此, 在枪机开锁后, 枪机体和枪机一起后退, 压缩复进簧, 而活塞杆则借其复进簧的作用立即向前运动。这种型式的自动机叫活塞短行程自动机。这种自动机工作时活塞杆不需要很长的导轨, 因而使武器的结构有所简化。

在导气式武器中, 枪管通常是固定的, 但是我们知道, 在某些导气式武器中, 也有枪管是活动的(例如捷克 ZB-58 式轻机枪)。有某些武器中, 活塞杆在火药气体压力作用下向前移动(法国圣——艾登式机枪), 有的就绕轴摆动(美国可见特机枪)。这些武器在自动机的工作有许多严重的缺点, 故目前已不使用。它们的结构特点, 在新式武器中也不采用。

导气式自动机能保证良好的动作可靠性, 整个武器的结构相当简单, 并能获得较高的射速。由于这种型式的自动机具有这些优点, 故在苏式武器中被广泛采用。

§2 枪管在火药气体压力作用下的运动(枪管后座)

1 枪管自由后座

研究枪管在火药气体压力作用下的运动时, 通常只须确定某些特征瞬间(弹丸飞出枪膛瞬间、火药气体后效期的某些瞬间)的主要运动特征量。

为了确定彈丸飞出枪膛瞬間枪管的运动特征量(速度和位移), 可以利用动量方程式由彈丸初速和重量諸元求出, 而不須知道膛內火药气体压力的变化規律。

假設除了火药气体压力以外, 沒有任何其他力作用在枪管上, 枪管可以沿枪膛軸綫自由移动, 則当彈丸在膛內运动期間, 可以认为彈丸、装药和枪管的动量和为一常数:

$$\frac{Q+0.5\omega}{g}V_0 - \frac{q+0.5\omega}{g}v_0 = 0, \quad (1)$$

式中 Q, q, ω ——枪管重量, 彈丸重量和装药重量;

V_0 ——彈丸飞出枪膛瞬間枪管的速度;

v_0 ——彈丸飞出枪膛瞬間的速度(通常取其为彈丸初速);

g ——重力加速度。

在表达式(1)中假定装药质量一半的速度与彈丸相同, 而另一半的速度則与枪管一样。此表达式可以写成如下形式:

$$V_0 = \frac{q+0.5\omega}{Q+0.5\omega}v_{00} \quad (2)$$

因为装药重量比枪管重量小得多, 故可以写为

$$V_0 = \frac{q+0.5\omega}{Q}v_{00} \quad (3)$$

如果将表达式(2)应用于彈丸在膛內运动的任一瞬間, 則其形式如下:

$$V = \frac{q+0.5\omega}{Q+0.5\omega}v$$

但

$$V = \frac{dx}{dt}$$

和

$$v = \frac{dl-dx}{dt},$$

式中 x ——枪管的位移;

l ——彈丸相对于枪管的位移;

t ——時間。

因而上一表达式可以写为:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{q+0.5\omega}{Q+0.5\omega} \left(\frac{dl-dx}{dt} \right)$$

或

$$dx = \frac{q+0.5\omega}{Q+0.5\omega} (dl-dx),$$

由此得:

$$dx = \frac{q+0.5\omega}{Q+q+\omega} dl \approx \frac{q+0.5\omega}{Q} dl. \quad (4)$$

积分上式:

$$\int_0^{x_0} dx = \frac{q+0.5\omega}{Q} \int_0^L dl,$$

得:

$$x_0 = \frac{q+0.5\omega}{Q} L, \quad (5)$$

式中 x_0 ——彈丸飞出枪膛瞬間枪管的位移;

L ——彈丸在膛內的全部位移。

把表达式

$$\frac{q+0.5\omega}{Q} = \frac{V_0}{v_0}$$

代入 (5) 式, 便得:

$$x_0 = L \frac{V_0}{v_0}. \quad (6)$$

彈丸在膛內的运动時間, 可根据內彈道学中的經驗公式求出:

$$t_0 = \frac{2L}{v_0} T(\eta), \quad (7)$$

式中

$$\eta = \frac{p_{cp}}{p_m} = \frac{q+0.5\omega}{2gsLp_m} v_0^2;$$

p_m ——膛內最大火药气体压力;

p_{cp} ——彈丸在膛內运动时期內火药气体压力的平均值;

$T(\eta)$ ——根据下頁的表求出的函數。

为了求出火药气体后效期內枪管动量的总增量, 通常使枪管在此期間內的动量增量等于由枪管流出的火药气体动量的增量:

$$\frac{Q}{g}(V_m - V_0) = \frac{\beta v_0 \omega}{g} - \frac{0.5 v_0 \omega}{g}, \quad (8)$$

式中 Q ——活动部分的重量;

g ——重力加速度;

V_m ——后效期末枪管的速度;

V_0 ——弹丸飞出枪膛瞬间枪管的速度;

$\frac{\beta v_0 \omega}{g}$ ——火药气体动量的总增量;

$\frac{0.5 v_0 \omega}{g}$ ——弹丸飞出枪膛之前火药气体动量的增量;

βv_0 ——火药气体流出枪膛时的平均速度;

β ——火药气体作用经验系数;

ω ——装药重量。

η	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.55	0.6	0.65	0.70
$T(\eta)$	0.836	0.892	0.944	1.000	1.056	1.116	1.180	1.249	1.322

根据 A. A. 勃拉瓦拉沃夫院士的试验, 对于常见的弹丸初速 (600~900 米/秒), 火药气体从膛内流出的平均流速可以取为 $\beta v_0 = 1275$ 米/秒, 于是

$$\beta = \frac{1275}{v_0}。$$

对于这种标志火药气体作用的系数 β , 斯鲁荷茨基曾提出如下的公式:

$$\beta = \left(1 + \frac{1}{k}\right) \left(\frac{2}{1+k}\right)^{\frac{3}{2}} \frac{1}{v_0} \sqrt{gk \frac{p_A}{\gamma_A}},$$

式中 v_0 ——弹丸初速;

k ——多方曲线指数;

p_A ——弹丸飞出枪膛瞬间的膛内火药气体压力;

γ_A ——弹丸飞出枪膛瞬间的火药气体比重;

g ——重力加速度。

如果取

$$\gamma_n = \frac{\omega}{sL'},$$

$$s = 0.82d^2,$$

式中 d ——口径;

s ——枪膛横断面面积;

L' ——弹丸在膛内的行程长和药室的缩径长度之和 (枪管换算长度);

ω ——装药重量。

则斯鲁荷茨基教授的公式可以化成如下的形式:

$$\beta = c \frac{d}{v_0} \sqrt{\frac{p_n L' E}{\omega}},$$

式中 c 是一无因次系数, 决定于多方曲线指数 k 。

因为斯鲁荷茨基教授在推导此公式时, 采用了一系列假设, 其中主要的是假定枪口处为临界压力, 以及假定火药气体从枪膛喷出为一定常过程, 故此公式仅是近似的, 需要引入经验系数, 以使计算结果与实验一致。

在很多研究中都是选择一个适当的多方曲线指数值, 来求得计算与实验的一致。但是, 考虑到公式的不精确性, 也可以用选择适当的系数 c 的办法来求得一致。

根据对各式步兵自动武器的实验研究结果, 在计算 β 的公式中, 可以取此系数为 $c = 1.5$ 。

此时公式的形式为:

$$\beta = 1.5 \frac{d}{v_0} \sqrt{\frac{p_n L' E}{\omega}}. \quad (9)$$

把 v_0 的值代入 (8) 式, 并对 V_n 求解, 便得:

$$V_n = \frac{g + \beta \omega}{Q} v_{00}$$

仅当决定枪管在火药气体后效期末的速度时, 才可以应用此公式。

如果确定后效期的时间或枪管在火药气体后效期末的位移和火药气体后效期内的运动特征量, 那么就必須知道在该时期

膛内火药气体压力与时间的关系。此关系可用各种不同的公式表示之。

目前有大量的研究火药气体后效期的著作（特洛菲莫夫、斯鲁茨基、托洛奇可夫、勃拉文、杰伦切夫、马蒙托夫的研究）。几乎在所有这些著作中，对早先提出来的计算后效期内火药气体压力的方法中所采取的假设都做了批判性的评价，并采取了新的假设，这些假设（从作者观点来讲）与所研究的现象出入较小。

在表示后效期内火药气体压力与时间的关系 $p = f(t)$ 的各种公式中，应用最广的是勃拉文教授的經驗公式

$$p = p_n e^{-At}, \quad (10)$$

式中 p_n ——彈丸飞离枪口瞬间的膛内火药气体压力；

p ——后效期内任意瞬间的膛内火药气体压力；

e ——自然对数的底；

A ——常系数；

t ——从后效期初瞬间起的时间。

系数 A 可利用作用在膛底的火药气体压力的下列冲量表达式

求出

$$I = \int_0^t p_s dt = p_n \int_0^t e^{-At} dt = \frac{p_n}{A} (1 - e^{-At}).$$

把

$$e^{-At} = \frac{p}{p_n}.$$

代入上式，得

$$I = \frac{p_n}{A} \left(1 - \frac{p}{p_n} \right).$$

在后效期末，以 $p = p_a$ (p_a 为大气压力) 代入，得火药气体压力在后效期内的总冲量

$$I_n = \frac{p_n}{A} \left(1 - \frac{p_a}{p_n} \right),$$

但是

$$I_n = \frac{\beta - 0.5}{g} \omega v_{00}$$

使 I_n 的两表达式相等, 并略去远小于 1 的比值 $\frac{p_n}{p_a}$, 便得:

$$\frac{p_n s}{A} = \frac{\beta - 0.5}{g} \omega v_{00}$$

利用后一等式, 得系数 A :

$$A = \frac{p_n s g}{(\beta - 0.5) \omega v_{00}}$$

但

$$\beta = 1.5 \frac{d}{v_0} \sqrt{\frac{p_n L' R}{\omega}}$$

和

$$\beta^2 = 2.74 \frac{p_n s g L'}{\omega v_0^3}$$

因为

$$s = 0.82 d^2$$

因而,

$$A = 0.365 \frac{\beta^2}{\beta - 0.5} \cdot \frac{v_0}{L'}$$

火药气体后效期的总时间可由下式求出:

$$p = p_n e^{-At}$$

令 $t = T$, $p = p_a$, 式中 p_a 为大气压力, 得

$$T = \frac{1}{A} \ln\left(\frac{p_n}{p_a}\right)$$

因而, 对于火药气体后效期有下列关系式:

1) 膛压为:

$$p = p_n e^{-At};$$

2) 在任意瞬间作用在膛底的火药气体压力冲量为:

$$I = I_n (1 - e^{-At})$$

或

$$I = I_n \left(1 - \frac{p}{p_n}\right);$$

3) 后效期内火药气体压力总冲量为:

$$I_n = \frac{\beta - 0.5}{g} \omega v_{00};$$

4) 火药气体作用系数为:

$$\beta = 1.5 \frac{d}{v_0} \sqrt{\frac{p_n L^2 g}{\omega}} \text{ 或 } \beta = \frac{1275}{v_0};$$

5) 火药气体后效期的总时间为:

$$T = \frac{1}{A} \ln \left(\frac{p_n}{p_0} \right).$$

有了关系式 $I = f(t)$, 就可以求出后效期内枪管的速度和位移与时间的关系式 $V = f(t)$ 和 $x = f(t)$:

$$V = \frac{I g}{Q} + V_0. \quad (11)$$

和

$$x = x_0 + \int_0^t V dt, \quad (12)$$

式中 V 和 x —— 后效期内任意瞬间枪管的速度和位移;

V_0 和 x_0 —— 弹丸飞出枪口瞬间枪管的速度和位移;

Q —— 枪管及与其一起运动的部分的重量和;

g —— 重力加速度。

把相应的 I 值代入公式 (11) 和 (12) 中, 可得计算后效期内枪管运动诸元的公式:

$$V = V_0 + (V_m - V_0)(1 - e^{-At}), \quad (13)$$

$$x = x_0 + V_0 t + \frac{V_m - V_0}{A} (At + e^{-At} - 1), \quad (14)$$

式中

$$x_0 = \frac{V_0}{v_0} L;$$

$$V_0 = \frac{q + 0.5 \omega}{Q} v_0;$$

$$V_m = \frac{q + \beta \omega}{Q} v_{00}$$

火药气体后效期末枪管的位移 ($t = T$ 和 $e^{-At} \approx 0$ 时) 为:

$$x_m = x_0 + \left[V_0 + (V_m - V_0) \left(1 - \frac{1}{AT} \right) \right] T. \quad (15)$$

上面得出的火药气体后效期内的膛压。枪管速度和位移的公式可以写成:

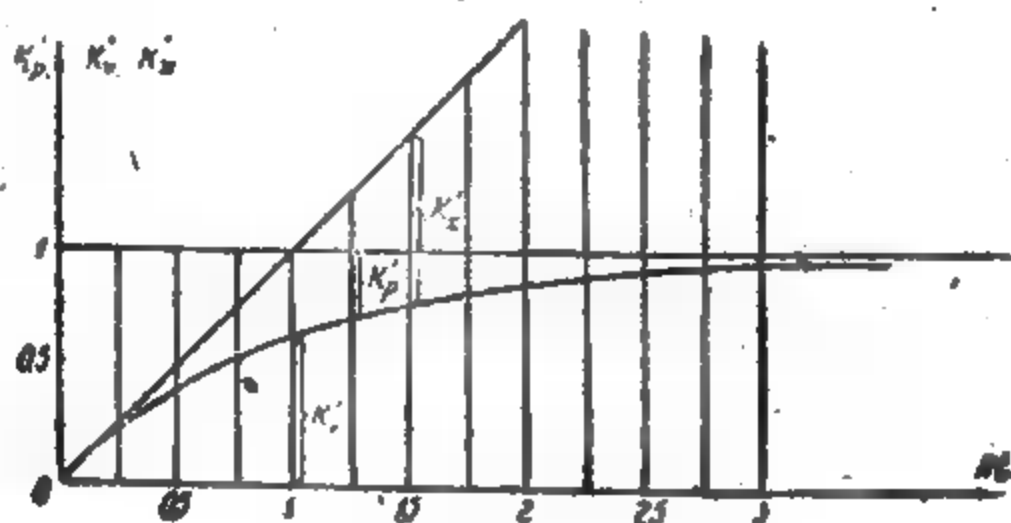


图15 系数 k'_p ; k'_v ; k'_x 与 A 的关系图。

$$p = p_R k'_p;$$

$$V = V_0 + (V_m - V_0) k'_v;$$

$$x = x_0 + V_0 t + \frac{V_m - V_0}{A} k'_x;$$

式中 $k'_p = e^{-A}$; $k'_v = 1 - e^{-A}$; $k'_x = A + e^{-A} - 1$ 。

系数 k'_p ; k'_v ; k'_x 仅取决于 A , 并可根据图解(图15)求出。

2 枪管运动后座

在上述研究中, 曾假设枪管及其联接的部分的运动是自由进行的, 不受任何阻力, 并且枪管没有枪口装置(消焰器、枪口制退器等)。

在自动武器中, 枪管上常装有枪口装置, 同时枪管及其联接的部分的运动是在弹簧阻力作用下进行的。

为了计算阻力的影响, 可在枪管速度和位移中引入修正量 ΔV 和 Δx , 即:

$$\Delta V = \frac{R t}{Q}, \quad (16)$$

$$\Delta x = \Delta V \frac{t}{2}, \quad (17)$$

式中, R ——所研究的枪管运动路段上的平均阻力;

t ——枪管走过该路段所费的时间;

Q ——枪管及与其相联接的部分的重量和；

R ——重力加速度。

因此在考虑到运动阻力时，求枪管位移和速度的公式为：

$$\bar{V} = V - \Delta V;$$

$$\bar{x} = x - \Delta x;$$

式中 V, x ——不考虑运动阻力时枪管的速度和位移；

\bar{V}, \bar{x} ——考虑运动阻力时枪管的速度和位移。

为了计算武器在有一定射角时枪管重量的影响，必须将枪管重力沿枪管运动方向和其法线方向分解为二力（图16）： $Q \sin \varphi$ 和 $Q \cos \varphi$ 。

重力分力 $Q \cos \varphi$ 引起摩擦力 $f Q \cos \varphi$ ，它作用在枪管上，其方向与枪管运动速度方向相反。

将所有作用在枪管上的力投影于（沿枪管运动方向的） x 轴上，得：

$$\Sigma X = Q (\sin \varphi \mp f \cos \varphi) \equiv R_0. \quad (18)$$

表达式中的符号，视枪管运动方向而定，在枪管后退时取负号，在枪管复进时取正号。角度 φ 表示俯角则应取负值。

力 R_0 为常量，因此它对于枪管速度和位移的影响可按上述方法计算。

这个方法可用以计算自动机任何部分的重力（枪机、枪机框等等）对运动的影响。

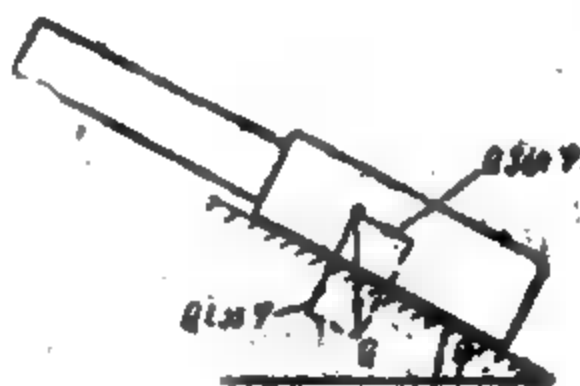


图16 重力的分解。

如果枪管重心不在枪膛轴线上，则当枪管受火药气体压力作用而后座时，将在导轨上产生附加的摩擦力。为了说明计算这些摩擦力的方法，我们来研究最简单的枪管后座略图（图17），在此略图中 p_s 表示沿枪膛轴线作用于枪管上的火药气体压力； N_1 和 N_2 表示导轨上的法线反作用力， fN_1 和 fN_2 表示由于反作用力 N_1

和 N_2 的作用而产生的摩擦力。

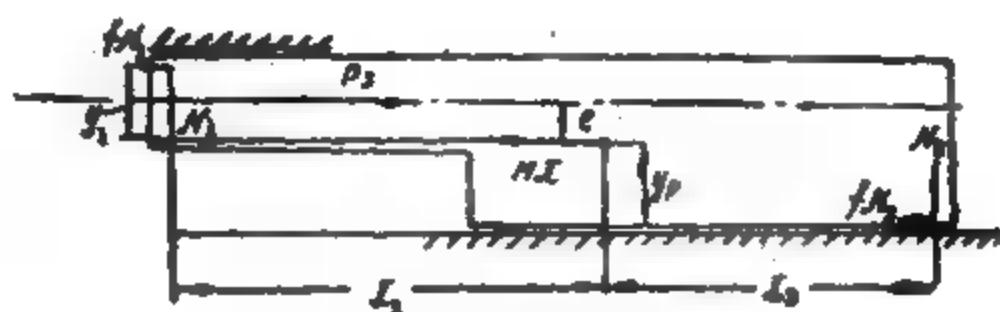


图17 有动力偶时枪管的后座。

如果在枪管重心上加一惯性力 $M_0 \ddot{x}$ ，根据达兰贝尔原理可以写出枪管重力的平衡方程式如下：

$$\Sigma X = ps - f(N_1 + N_2) - M_0 \ddot{x} = 0;$$

$$\Sigma Y = N_1 - N_2 = 0;$$

$$\Sigma M_0 = pse - f(N_1 y_1 - N_2 y_2) - N_1 x_1 - N_2 x_2 = 0.$$

从后两方程式中得

$$N_1 = N_2 = \frac{pse}{x_1 + x_2 + f(y_1 - y_2)}.$$

由此可见，反作用力 N_1 和 N_2 之值决定于 pse ，后者叫做动力偶。

将 N_1 和 N_2 之值代入第一方程式中，得

$$ps \left[1 - \frac{2fe}{x_1 + x_2 + f(y_1 - y_2)} \right] = M_0 \ddot{x}.$$

对于所研究的结构来说，方括弧中的量为一常量，引用符号

$$1 - \frac{2fe}{x_1 + x_2 + f(y_1 - y_2)} = \psi, \quad (19)$$

则得

$$ps\psi = M_0 \ddot{x}. \quad (20)$$

在沒有动力偶时(这时 $e = 0$ 和 $\psi = 1$)，得

$$ps = M_0 \ddot{x}.$$

对于这种情况，我們曾得到枪管后座时任意瞬間的速度 V 和位移 x 的表达式。

显然，考虑到动力偶时，这些量将为

$$\bar{V} = V\psi, \quad (21)$$

$$x = x\psi_0. \quad (22)$$

分析 ψ 的表达式便可看出：使枪管重心接近于枪膛轴线，即减小动力偶臂 e ，或者增大导轨长度 $x_1 + x_2$ ，均可减小动力偶的影响。

如果枪管重心与枪膛轴线不在同一垂直面上，可用同样的方法计算动力偶在侧向导面上所引起的摩擦力。

在枪管后座时期， ψ 具有动力偶，同时还有复进簧作用在枪管上， ψ 在计算时，应将复进簧力乘以常数，此常数之值可用决定数值 ψ 的方法加以确定。

考虑枪口装置的影响时，在第一次近似计算中可将某一系数引入 I 值中，以适当地增大或减小后座期內火药气体压力冲量：

$$I' = \mu I. \quad (23)$$

分析此火药气体压力冲量的表达式，不难看出，对冲量引入系数 μ ，就等于对 p_A 或 $(V_m - V_0)$ 引入同一系数。因此，在确定与枪管相连接的自动机活动部分的速度和位移时，可在相应的方程式中引入：

$$p'_A = \mu p_A, \quad V'_m - V_0 = \mu (V_m - V_0)$$

来计算枪口装置的影响。

利用后面指出的试验数据，便可确定系数 μ 。我们且研究一个确定枪管自由后座特征量的例子，已知：

$$\begin{aligned} d &= 7.62 \text{ 毫米}; \quad p_m = 2800 \text{ 公斤/厘米}^2; \quad p_A = 650 \text{ 公斤/厘米}^2; \\ Q &= 12 \text{ 公斤}; \quad q = 9.6 \text{ 克}; \quad m = 3.25 \text{ 克}; \quad v_0 = 840 \text{ 米/秒}; \\ L &= 55 \text{ 厘米}; \quad L' = 63.4 \text{ 厘米}; \quad t_0 = 0.0015 \text{ 秒}. \end{aligned}$$

1. 利用下列公式确定弹丸飞出枪口瞬间枪管的速度和位移：

$$V_0 = \frac{q + 0.5m}{Q} v_0; \quad x_0 = \frac{V_0}{v_0} L;$$

$$V_0 = 0.785 \text{ 米/秒}; \quad x_0 = 0.51 \text{ 毫米}.$$

2. 根据下式确定后效期末枪管的速度：

$$V_m = \frac{q + 0.5m}{Q} v_0,$$

式

$$\beta = 1.5 \frac{d}{r_0} \sqrt{\frac{p_R L' g}{\omega}}$$

$$V_m = 1.08 \text{ 米/秒}; \beta = 1.58。$$

3. 根据下式确定后效期的时间:

$$T = \frac{1}{A} \ln \left(\frac{p_R}{p_a} \right),$$

$$A = 0.365 \frac{\beta^2}{\beta - 0.5} \frac{r_0}{L'} = 1120 \frac{1}{\text{秒}}。$$



图18 后座时膛内火药气体压力、枪管速度和位移变化图。

4. 确定后效期末枪管的位移:

$$x_m = x_0 + \left[V_0 + (V_m - V_0) \left(1 - \frac{1}{AT} \right) \right] T = 0.0063 \text{ 米},$$

$$x_m = 6.3 \text{ 毫米}。$$

5. 确定后效期的膛内压力, 将计算结果绘于图 18 中。

假设对所研究的枪管装上枪口制退器, 其 $\mu = 0.218$ 。对速度差 $(V_m - V_0)$ 引入系数 μ , 即可计算枪口制退器的影响, 建立下列关系式:

$$V'_m - V_0 = \mu (V_m - V_0),$$

式中 V_0 ——弹丸飞出枪口瞬间枪管的运动速度;

V_m 和 V'_m ——火药气体后效期末瞬的枪管运动速度 (不带枪口制退器时为 V_m , 带枪口制退器时为 V'_m)。

由该等式可得速度 V'_m ,

$$V'_m = V_0 + \mu (V_m - V_0)。 \quad (24)$$

将前例中的具体数值代入此公式, 得:

$$V'_m = 0.839 \text{ 米/秒};$$

根据公式(24), 求后效期末枪管位移的表达式可以写为:

$$x'_m = x_0 + \left[V_0 + (V'_m - V_0) \mu \left(1 - \frac{1}{\lambda T} \right) \right] T$$

或

$$x'_m = x_0 + \left[V_0 + (V'_m - V_0) \left(1 - \frac{1}{\lambda T} \right) \right] T.$$

将各量的数值代入后一关系式中(利用前例的数据), 得

$$x'_m = 5.4 \text{ 毫米}.$$

将求得各量与没有枪口制退器时的计算结果比较, 便可判定枪口制退器对枪管运动的影响。

图18上的曲线表示膛内火药气体压力、枪管自由后座速度和位移随时间变化的关系。

§3 枪管前冲作用在自动机工作中的影响

在上面所研究的枪管后座情况中, 都假设枪管在火药气体压力作用下运动时的初速为零。

如果击发时, 在发射方向赋予枪管以一定的速度, 即当弹丸开始在膛内运动时, 使枪管具有某一向前运动的速度 V_0 , 那么火药气体压力对膛底的作用应先制动枪管, 然后使之获得一定的后座速度。

这样的现象叫做枪管的前冲作用。当弹丸开始在膛内运动时, 枪管向前运动的速度叫做前冲速度。

在枪管自由水平运动的情况下, 若有前冲作用, 则在火药气体压力作用结束时枪管的速度 \bar{V}_m 可由动量等式求出

$$M\bar{V}_m = MV_m - MV_0,$$

式中 M ——枪管的质量;

V_m ——无前冲作用时, 火药气体压力作用结束瞬间枪管的速度;

V_0 ——前冲速度。

从后一方程式的两边消去 M 得:

$$\bar{V}_n = V_n - V_{n0} \quad (25)$$

由此可見，有前冲作用时枪管的速度，永远小于无前冲作用时枪管的速度。因而，前冲作用可以用来减小后座作用。

下面将說明一下前冲作用对减小后座的最大可能性。在自动机工作时，枪管首先后座，压缩复进簧，然后在复进簧作用下复进，在复进时可能发生枪管的前冲作用，而复进簧工作时，必有某些机械能量损失，所以前冲速度 V_n 的绝对值常小于后座速度 \bar{V}_n 的绝对值，即 $|V_n| < |\bar{V}_n|$ 。

为了前冲的极限效果，假设： $|V_n| = |\bar{V}_n|$ 。

在此条件下，方程式 (25) 可以写为：

$$\bar{V}_n = -\frac{1}{2}V_{n0} \quad (26)$$

由此可見，应用前冲的作用，在极限情况下，枪管在火药气体压力作用結束瞬間的后座速度可以减小二分之一。

在火药气体压力作用結束瞬間，枪管在无前冲和有前冲作用时的动能分别为：

$$E_n = \frac{MV_n^2}{2},$$

$$E_{\bar{n}} = \frac{M\bar{V}_n^2}{2}。$$

考虑到

$$\bar{V}_n = -\frac{1}{2}V_{n0},$$

可得：

$$E_{\bar{n}} = \frac{1}{4}E_{n0}。$$

此結果表明：枪管有前冲作用时，其最大自由后座的动能最多可减到四分之一。因此可以利用枪管的前冲作用作为减少枪管后座作用的极有效的手段。

在前冲条件下，枪管在前方位置受到火药气体压力的制动，因而不发生枪管与机匣在前方位置的撞击，这对于保证整个武器在射击时的稳定性是有利的。

因此，枪管的前冲作用，可以用来提高枪管后座式自动武器的射击精度。

枪管的前冲作用尽管有这些优点，但由于它本身具有一系列的缺点，在现代自动武器中很少应用。枪管前冲的主要缺点是自动机的工作不稳定。其所以不稳定，是由于摩擦力的变化和射角的改变等因素使前冲速度 V_n 发生变化。

从表达式 $\bar{V}_n = V_n - V_r$ 可知：前冲速度 V_n 的减少将使后座速度 V_r 增大，而后座速度 V_r 增大必然在次一发射击时增大前冲速度 V_n ，减少发射后的后座速度，如此等等。为了使具有前冲作用的自动机工作稳定，就不得不使武器的结构复杂化。

应用前冲作用的第二个主要缺点是迟发的危险性，迟发时枪管来得及回到前方位置而没有前冲作用。此时枪管后座能量将大大增加。因而，对于这样的武器就必须按照无前冲作用的条件来计算主要零件的强度。这样就大大降低了应用前冲作用的优越性。

还须指出，在具有枪管前冲作用的自动机中，可能由于不发火而引起若干不便，因为这时要用手使枪管复进待发，而对于大口径武器来讲就需要特殊装置才行。

计算具有枪管前冲作用的自动机时，通常要确定解脱击针或击锤时枪管应在的位置。

如果在表示枪管自由后座速度与时间的关系 $V = f(t)$ 的图解上（图19），截取线段 OO_1 表示前冲速度，则对于新座标原点 O_1 来说，曲线 $V = f(t)$ 将代表在前冲条件下枪管的后座速度。曲线 $V = f(t)$ 上的 C 点表示枪管停止的瞬间。画有剖线的面积，按适当的比例尺给出枪管从弹丸开始运动至枪管到达前方位置时所走过的路程。线段 O_1C 则表示从弹丸开始运动至枪管到达前

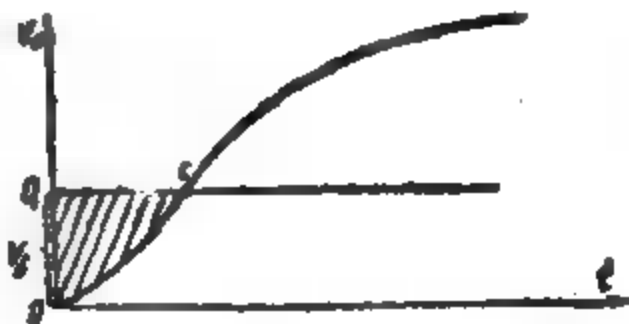


图19 有前冲作用时枪管位移计算图。

方位位置所經歷的時間。如果再加上由点燃底火瞬間至彈丸开始加速时的平均時間和击針或击錘运动時間，并計算在所有这些時間內枪管向前的位移，則可求出解脱击針或击錘时枪管的位置，并可預知在前冲时期內枪管向前运动的位移。

对于枪管后座式自动机的工作，曾假設在火药气体压力作用的整个时期內枪机与枪管牢固地扣合。

上述方法可用以計算枪管长后座式和短后座式自动机中枪管及与其相联接的各零件的运动諸元。

§4 枪机在膛內火药气体压力作用下 运动(枪机后座)

現在来研究一下在枪机后座式自动机(自由枪机式和半自动枪机式)中如何利用膛內火药气体压力的■。在这种自动机中，枪管在发射时是■定不动的，枪机則可以相对于枪管运动。

首先■指出，在这种情况下，还在彈丸加速运动之前，■药一开始燃烧，膛內火药气体压力就作用在枪机上，并且大■从这时候起，枪机因受火药气体压力冲量的作用，其动量就开始增长●。

这个特点要求我們考虑：第一、枪机位移对装药燃烧条件变化的影响；第二、彈丸开始加速之前，膛內压力和枪机动量的增量。

为了計算枪机位移对装药燃烧条件的影响，可以少許增大彈丸质量虚拟系数，这个系数的数值可以根据彈道計算所得的彈丸初速和实验对比的结果来确定。

为了計算在彈丸完全嵌入膛綫之前的膛压，我們把彈丸和枪机的不大的位移忽略不計，■把此时期看做是火药靜力燃烧时期。因此我們把彈丸完全嵌入■綫的瞬間，取■彈丸开始运动的瞬

● 更确切地說，当作用于■上的火药气体压力大于拔彈力时，枪机方可获得动量增益。

間。

根据內彈道学的資料，由藥开始燃燒至彈丸起動时，膛內火药气体压力冲量可表示为

$$I_0 = \xi \sqrt{B \varphi m \omega f},$$

式中 ξ ——火药燃燒层的相对厚度；
 B ——特洛茲多夫教授的內彈道參量；
 φ ——彈丸质量虚拟系数；
 m ——彈丸质量；
 ω ——装药重量；
 f ——火药力。

将下列各量

$$m = \frac{q}{9.81}$$

和

$$f = 95000 \frac{\text{公斤} \cdot \text{米}}{\text{公斤}}$$

代入上式可得：

$$I_0 = 0.0984 \xi \sqrt{B \varphi q \omega},$$

式中 ω 及 q 以克計，而 I_0 則以公斤·秒計。

为了求得膛內压力的作用時間，必須知道火药气体压力随時間函数的变化規律

$$p = f(t).$$

假設此关系可表示为

$$p = p_0 e^{at},$$

式中 p ——彈丸起動前的膛压；
 $p_0 = 1 \text{ 公斤/厘米}^2$ ——大气压力●；
 e ——自然对数的底；
 a ——系数；
 t ——从藥开始燃燒瞬■起的时间。

● 这个压力也可以取为底火剂燃燒后，在药室中产生的压力。

上式中的系数 α 可利用在该时期内已知的火药气体压力冲量 I_0 求出

$$I_0 = \int_0^{T_1} p s dt,$$

式中 T_1 ——由装药开始燃烧瞬间至弹丸起动时的时间;

s ——枪膛横断面面积。

把 $p = p_0 e^{\alpha t}$ 值代入上式, 并进行积分, 可得

$$I_0 = \frac{s}{\alpha} (p_0 e^{\alpha T_1} - p_0),$$

但是

$$p_0 e^{\alpha T_1} = p_0;$$

所以

$$I_0 = \frac{s}{\alpha} (p_0 - p_0) \approx \frac{p_0 s}{\alpha},$$

式中 p_0 ——弹丸起动时的膛压。

由后一表达式可得:

$$\alpha = \frac{p_0 s}{I_0},$$

由表达式 $p_0 = p_0 e^{\alpha T_1}$ 可得

$$T_1 = \frac{1}{\alpha} \ln \left(\frac{p_0}{p_0} \right).$$

兹以 1914 年式 7.62 毫米冲锋枪 (具有自由枪机) 为例, 已知数据如下表所列, 求算此时间 T_1 。

口径 d (毫米)	装药重量 m (克)	弹丸重量 q (克)	枪膛横断面面积 s (厘米 ²)	最大膛压 p_m (公斤/厘米 ²)	装填密度 Δ (克/厘米 ³)	枪机重量 Q (公斤)	起动压力 p_0 (公斤/厘米 ²)	虚拟系数 φ
7.62	0.53	5.52	0.475	1970	0.61	0.600	300	1.3

1. 根据上述数据, 查内弹道表得

$$B = 2.4, \quad E_0 = 0.03.$$

2. 根据公式求 I_0

$$I_0 = 0.0984 E_0 \sqrt{B \varphi q m} = 0.0088 \text{ 公斤-秒}.$$

3. 根据公式求 α

$$a = \frac{p_0 s}{T_0} = 16200 \frac{1}{\text{秒}}。$$

4. 决定由装药开始燃烧瞬间到弹丸嵌入膛线时的时间 T_1 ,

$$T_1 = \frac{1}{a} \ln\left(\frac{p_0}{p_n}\right) = 0.00035 \text{秒}。$$

求自由枪机在膛内压力作用下的运动特征量。

为了研究此时期内的枪机运动，需考虑到下列特点：

- 1) 弹壳与弹膛之间产生的摩擦力；
- 2) 火药气体压力对弹壳肩部的作用；
- 3) 枪机前冲作用的可能性。

弹壳与弹膛壁间所产生的摩擦力对枪机的运动有很大的影响。但计算这些力有很大困难，因为它与弹壳的变形、弹壳的刚度和摩擦系数有关。从理论上去计算这些因素一般需要进行繁重的运算，并且需要引用许多实验系数。因此，进行这些计算的合理性就值得怀疑了。

计算弹壳与弹膛壁间摩擦力的影响的最简单的方法，是将某一虚拟系数引入自由枪机的质量中，犹如在内弹道学中把弹丸质量以摩擦系数一样。这个方法也能够用以计算使枪机动能增加或减少的其他许多损耗（例如：火药气体由弹壳和弹膛壁间泄漏），并容易使计算结果与实验相符。

计算火药气体压力对弹壳肩部作用（对瓶形弹壳）也有很大的困难，因为它决定于弹壳口的阻塞程度。但是，若假设火药气体压力是作用在枪膛横断面面积上，适当的改变枪机质量虚拟系数，就可以考虑到火药气体压力对弹壳肩部作用的影响。

考虑枪机前冲作用的可能性，在某些情况下是很必要的，因为枪机前冲作用对枪机运动的影响可能很大。枪机前冲作用对枪机运动主要特征量的影响的近似计算将在后面叙述。

必须指出，自由枪机或半自由枪机在火药气体压力作用下运动时，导轨上的摩擦力和复进簧阻力的影响不大，因此可以不予考虑。必要时可和计算枪管后座诸元一样，随后引入修正量来加

以考虑。

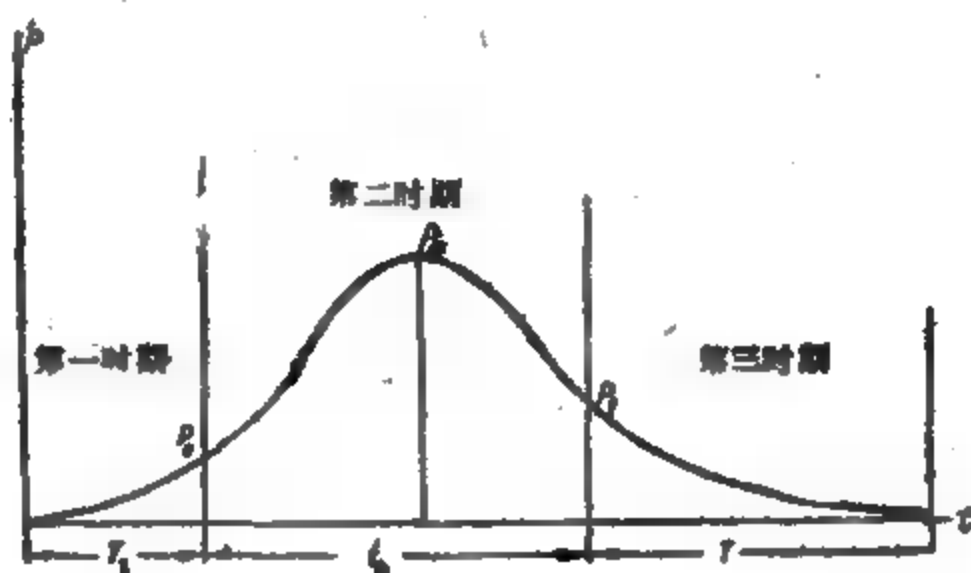


图20 膛内压力的变化。

考虑到上述的注意事项以后，枪机在火药气体压力作用下的运动方程式可以写成如下的形式：

$$M_0 \frac{dV}{dt} = p_s s,$$

式中 p_s ——使枪机获得直线平移运动的压力；

M_0 ——自由枪机的质量（如第二期中将指出的，为了计算更精确起见，应把复进簧的换算质量加到枪机质量上）；

V ——枪机的速度；

s ——枪膛横断面面积。

利用此公式时，应把膛内火药气体压力作用时间分为三个时期（图20）：

第一时期——从装药开始燃烧瞬间到弹丸嵌入膛线时止。

第二时期——从弹丸嵌入膛线瞬间到弹丸飞出枪膛时止。

第三时期——火药气体后效时期。

在膛内火药气体压力的全作用时间内，枪机质量系数是随枪机运动阻力的变化而变化的。例如，在弹丸脱离弹壳口以前，弹壳与枪机的共同运动将受拔弹力的阻碍，而拔弹力是一变数，随弹丸抽出的程度而减少。

但是，由于很难计算枪机质量虚拟系数的变化情形，而此变化对枪机运动的影响又不大，故可以假设在膛内火药气体压力作用时期内枪机质量虚拟系数为一常数。

我们研究一下如何确定在各个火药气体压力作用时期内枪机的运动特征量。

为了确定第一时期末枪机的速度，可将运动方程式写为：

$$dV = \frac{p_s dt}{M_s} \quad (27)$$

就第一时期来讲（弹丸嵌入膛线前），压力 p_s 与药室内的弹道压力的关系可写为：

$$p_s = \frac{p}{\varphi_s}。$$

式中 φ_s ——枪机质量虚拟系数，它已考虑到枪机运动时的次要功（主要是弹壳与弹膛壁间的摩擦功）；

p ——膛内压力。

因而，对于枪机运动的第一时期来讲，公式 (27) 可以写为：

$$dV = \frac{p_s dt}{\varphi_s M_s}，$$

由上得：

$$V_1 = \frac{1}{\varphi_s M_s} \int_0^{T_1} p_s dt，$$

但

$$\int_0^{T_1} p_s dt = I_0，$$

所以

$$V_1 = \frac{I_0}{\varphi_s M_s}。 \quad (28)$$

必须指出，把枪机质量虚拟系数考虑进去以后，令枪机动量的增量 $\varphi_s M_s V_1$ 等于火药气体压力冲量 I_0 ，便可直接得出 (28) 式。

为了求得枪机在第一时期末的位移，可以利用下列表达式

$$dx = V dt, \text{ 或 } x_1 = \int_0^{T_1} V dt.$$

从公式 (27) 可得: 在第一时期内,

$$V = \frac{1}{\varphi_0 M_0} \int_0^{T_1} p_s dt,$$

但

$$p = p_0 e^{at};$$

所以

$$V = \frac{p_0 e^{\alpha t}}{\varphi_0 M_0} \int_0^{T_1} e^{at} dt = \frac{p_0 e^{\alpha t}}{\varphi_0 M_0} (e^{aT_1} - 1),$$

因而

$$x_1 = \frac{p_0 e^{\alpha t}}{\varphi_0 M_0} \int_0^{T_1} (e^{at} - 1) dt = \frac{p_0 e^{\alpha t}}{a^2 \varphi_0 M_0} (e^{aT_1} - 1 - aT_1). \quad (29)$$

将下列各值

$$e^{aT_1} = \frac{p_0}{p_n} \text{ 和 } aT_1 = \ln\left(\frac{p_0}{p_n}\right),$$

代入 (29) 式中, 可得:

$$x_1 = \frac{p_0 e^{\alpha t}}{a^2 \varphi_0 M_0} \left[\frac{p_n}{p_0} - 1 - \ln\left(\frac{p_0}{p_n}\right) \right].$$

研究一下括弧内的表达式, 便不难看出: 若取

$$\frac{p_0}{p_n} - 1 - \ln\left(\frac{p_0}{p_n}\right) \approx \frac{p_0}{p_n},$$

其误差也不大于 3 %。

这时得

$$x_1 = \frac{p_0 e^{\alpha t}}{\varphi_0 M_0 a^2}.$$

利用公式

$$V_1 = \frac{p_0 e^{\alpha t}}{\varphi_0 M_0 a}$$

及

$$a = \frac{p_0 e^{\alpha t}}{T_0},$$

x_1 的表达式最后可化为:

$$x_1 = \frac{V_1}{g} \quad (30)$$

求第二时期末枪机的速度, 可利用公式

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{M_g} \int_0^t p_g s dt, \quad (31)$$

当弹丸在膛内运动时还可写出关系式:

$$\frac{q}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = p_n s,$$

式中 p_n ——作用在弹底上使之获得平移直线运动的压力;

p_g ——使枪机获得平移直线运动的压力;

q ——弹丸重量;

v ——弹丸在膛内的运动速度;

t ——弹丸在膛内的运动时间。

p_g 和 p_n 的关系式可写为:

$$p_g = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} p_n \left(1 + 0.5 \frac{m}{\varphi_1 q} \right), \quad (32)$$

式中 m ——装药重量;

φ_1 ——考虑到弹丸与枪管间的约束反作用的系数。

但

$$p_n s = \frac{q}{g} \cdot \frac{dv}{dt},$$

因而

$$p_g s = \frac{\varphi_1 q dv}{\varphi_2 g dt} \left(1 + 0.5 \frac{m}{\varphi_1 q} \right)$$

把 $p_g s$ 值代入 (31) 式中, 并改变积分极限, 可得

$$V_2 = V_1 + \frac{\varphi_1 q}{\varphi_2 M_{gr}} \left(1 + 0.5 \frac{m}{\varphi_1 q} \right) \int_0^{v_2} dv$$

或

$$V_2 = V_1 + \frac{\varphi_1 q + 0.5m}{\varphi_2 Q_g} v_2, \quad (33)$$

式中 Q_g ——包括弹壳重量在内的枪机重量;

v_0 ——彈丸初速。

研究一下 (33) 式，便可看到，在計算的公式中有与枪管后座的情况类似的地方。利用此类似的地方，不須推导就可以写出下列表达式：

1) 第二时期末枪机的位移

$$x_2 = x_1 + V_1 t_0 + \frac{\varphi_1 \gamma + 0.5 m}{\varphi_0 Q_0} L, \quad (84)$$

式中 t_0 ——彈丸在膛內的运动時間；

L ——彈丸在膛內的行程長度；

2) 第三时期末枪机的速度

$$V_3 = V_2 + \frac{\beta - 0.5 \cos \varphi_0}{\varphi_0 Q_0} v_0, \quad (85)$$

3) 当后效期压力按 $p = p_A e^{-At}$ 的規律变化时，第三时期末枪机的位移、

$$x_3 = x_2 + \left[V_2 + (V_3 - V_2) \left(1 - \frac{1}{AT} \right) \right] T, \quad (86)$$

式中 $T = \frac{1}{A} \ln \left(\frac{p_A}{p_0} \right)$ ——后效期的延緩時間；

p_A ——彈丸飞出枪膛瞬間的膛压；

A ——系数(看48頁)；

β ——系数(看48頁)。

所求得的公式能确定各时期末自由枪机的主要运动特征量和建立整个膛压作用时期內 $V = f(t)$ 和 $x = f(t)$ 的关系。

口徑 (毫米)	ρ (1/秒)	l_0 公斤-秒	Q_0 克	s 厘米 ²	p_0 公斤/厘米 ²	v_0 米/秒	L 厘米
7.62	16200	0.0088	600	0.457	300	500	25.3

β	φ 克	m 克	φ_1	p_A 公斤/厘米 ²	T_1 秒	t_0 秒	T 秒
2.1	5.52	0.53	1.2	190	0.00035	0.00094	0.002

茲以 1941 年式 7.62 毫米冲锋枪为例, 已知数据列于下表内, 求算其枪机的主要运动特征量。

为了解此問題, 根据自由枪机式自动武器的实验研究結果, 給出枪机质量虚拟系数值

$$\varphi_3 = 1.25。$$

1. 求第一时期末枪机的速度和位移。

按下式求算速度:

$$V_1 = \frac{I_0 \omega}{\varphi_3 Q_3} = 0.11 \text{ 米/秒};$$

按下式求算位移:

$$x_1 = \frac{V_1}{\omega} = 0.007 \text{ 毫米}。$$

2. 求第二时期末枪机的速度和位移。

按下式求算速度:

$$V_2 = V_1 + \frac{\varphi_1 \omega + 0.5 \omega}{\varphi_3 Q_3} v_0 = 4.7 \text{ 米/秒};$$

按下式求算位移:

$$x_2 = x_1 + V_1 t_0 + \frac{\varphi_1 \omega + 0.5 \omega}{\varphi_3 Q_3} L = 2.4 \text{ 毫米}。$$

3. 求第三时期末枪机的速度和位移。

按下式求算速度:

$$V_3 = V_2 + \frac{\beta - 0.5}{\varphi_3 Q_3} \omega v_0 = 5.26 \text{ 米/秒}。$$

計算系数 A:

$$A = \frac{1}{T} \ln \left(\frac{P_A}{P_B} \right) = 2690 \text{ 1/秒}。$$



图21 击針尖撞击底火图。

按下式求算第三时期末枪机的位移:

$$x_3 = x_2 + \left[V_2 + (V_3 - V_2) \left(1 - \frac{1}{AT} \right) \right] T = 12.8 \text{ 毫米}。$$

以 MP-40 式冲锋枪为例来研究如何计算有前冲作用的自由枪机的运动特征量。

在这种冲锋枪中, 击针尖撞击底火后, 枪机在火药气体压力作用下还要向前运动 1 毫米(图21)。

MP-40 式冲锋枪有下列主要特征量:

枪机重量 $Q_3 = 0.420$ 公斤;

击针重量 $Q_7 = 0.230$ 公斤;

枪机到达前方位置时的速度 $V_3 = 2.6$ 米/秒。

在不考虑枪机前冲作用时, 该枪机的运动诸元可按同样的方法求得, 其数值为:

$x_1 = 0.0047$ 毫米; $V_1 = 0.102$ 米/秒; $T_1 = 0.00026$ 秒;

$x_2 = 4.12$ 毫米; $V_2 = 5.5$ 米/秒; $T_2 = 0.0009$ 秒;

$x_3 = 12.8$ 毫米; $V_3 = 5.9$ 米/秒; $T = 0.0025$ 秒。

假若在发射时枪机未到达前方位置, 那么为了求得枪机和击针的最大后座速度, 就必须从上述公式求得的动量中, 减去枪机到达最前方位置时所具有的动量:

$$\frac{Q_3 + Q_7}{g} \bar{V}_3 = \frac{Q_3 + Q_7}{g} V_3 - \frac{Q_3}{g} V_{30}$$

由此公式可求出枪机在考虑到前冲作用时的最大实际速度 \bar{V}_3 。

$$\bar{V}_3 = V_3 - V_{30} \frac{Q_3}{Q_3 + Q_7}。$$

把公式中所含各量的数值代入, 可得:

$$\bar{V}_3 = 4.2 \text{ 米/秒}。$$

多次实验证明: 当此武器中有枪机前冲作用时, 使有不同的 \bar{V}_3 和 V_{30} , 但下式所表示的和不变:

$$\bar{V}_3 + V_{30} = \frac{Q_3}{Q_3 + Q_7}。$$

为了决定有前冲作用的枪机的实际位移和速度，必须算出同一枪机的 V_1 、 V_2 、 V_3 根据这些速度作出图解 $V = f(t)$ ，并在图上标出 V_1 。根据图上面积，确定在火药气体压力作用时，枪机向前运动至停止瞬间的位移(图22)。

其次，可以假設枪机和击針一起运动而不会有显著的誤差。为此必須把系数

$$\frac{Q_0}{Q_0 + Q_1}$$

引入所求得的速度中，以考虑击針的质量。这时，枪机实际后座速度图的座标原点将为 O_1 点。

作 $V = f(t)$ 图时，要确定彈丸在膛內运动时期內枪机速度的若干中間值。

利用下述关系式便可求出这些速度：

$$V = V_1 + \frac{q + 0.5w}{Q_0} v,$$

式中 V ——当彈丸沿枪膛运动的任意瞬間 t 时枪机的速度；

v ——在任意瞬間 t 时彈丸的速度。

速度 v 可以根据內彈道算出。

在我們所研究的这种情况下，枪机的前冲作用因受到作用在彈壳后部的火药气体压力而停止，这样的前冲作用叫做完全前冲作用，它与不完全前冲的区别在于，不完全前冲的枪机在火药气体压力作用下只受到部分的制動，当它到达最前方位置时还要与

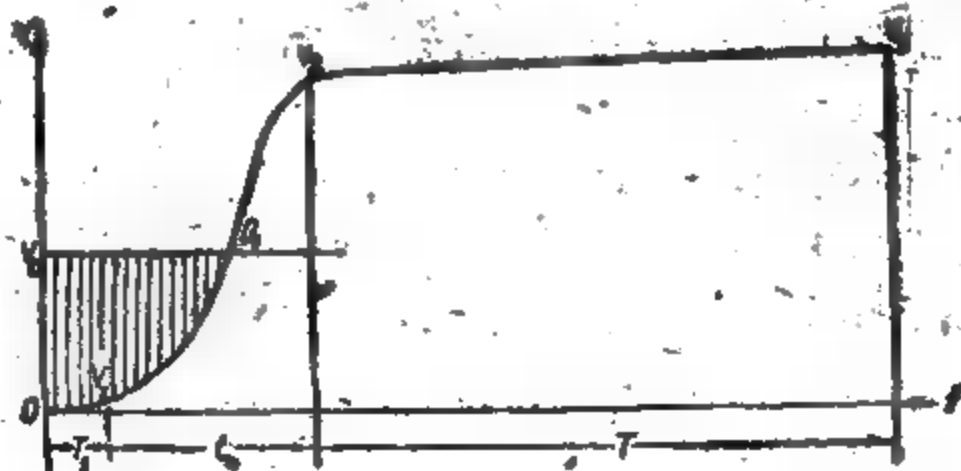


图22 有前冲作用时决定枪机位移的图解。

枪管、机匣或弹壳发生撞击。

如果枪机是由一整块材料制成的（例如 1943 年式 ППЦ 冲锋枪），那么，在完全前冲条件下，枪机的最大自由后座速度可由下式求出●：

$$V_3 = V_3 - V_{n0}$$

在不完全前冲的条件下，枪机的最大自由后座速度则为●

$$\bar{V}_3 = V_3 - (V_n - V_{n0}) + V_{n0}b$$

$$\text{或 } V_3 = V_3 - V_n + V_{n0}(1 + b),$$

式中 V_3 ——无前冲作用时枪机的最大自由后座速度；

V_n ——前冲速度；

V_{n0} ——枪机到达最前方位时的速度；

b ——撞击的速度恢复系数。

求枪机完全前冲和不完全前冲时的公式，可写成如下的形式：

对于完全前冲

$$V_3 + V_n = V_3;$$

对于不完全前冲，

$$V_3 + V_n = V_3 + V_{n0}(1 + b).$$

由此看出：对于给定的枪弹而言，若枪机质量不变，在完全前冲时，速度 $V_3 + V_n$ 之和为一常数，在不完全前冲时，此速度之和就会增大。

图 23 表示速度 $V_3 + V_n$ 之和与前冲速度的关系图。在此图中算出了枪机的界限前冲速度 $V_{n, \text{пр.}}$ 。在此速度下，枪机虽受到火药气体压力的完全制动，但仍能到达最前方位。

当前冲速度小于 $V_{n, \text{пр.}}$ 时，枪机的前冲作用是完全前冲，当

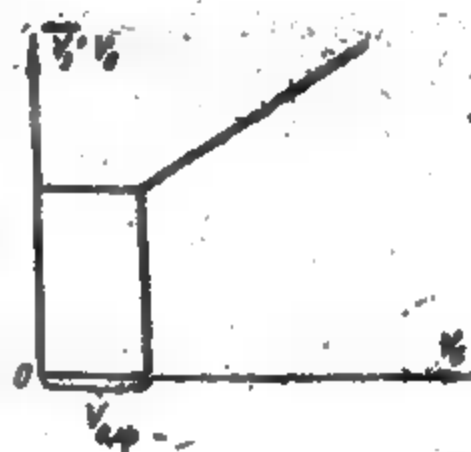


图23 决定枪机前冲速度界限值的图解。

● 此两公式由动量方程式求出。

前冲速度大于 $V_{s, np}$ 时，枪机的前冲作用就是不完全的。

在自由枪机式武器中，前冲速度可在一定范围内变化。第一次发射时， $V_{s, np}$ 值最小，因为发射前枪机从阻铁上放开时，其位移较发射后枪机的后座行程为小。在下次发射时，前冲速度就要增大。

知道了前冲速度的变化范围 ($V_{s, min}$ 和 $V_{s, max}$)，并确定了 $V_{s, np}$ 的数值之后，便可判定在所研究的冲锋枪中枪机前冲的性质。实际上，如果 $V_{s, np} \geq V_{s, np}$ ，则在自动机工作时将发生不完全前冲；如果 $V_{s, max} \leq V_{s, np}$ ，就将发生完全前冲；如果 $V_{s, max} > V_{s, np} \geq V_{s, min}$ ，就可能发生完全前冲和不完全前冲。

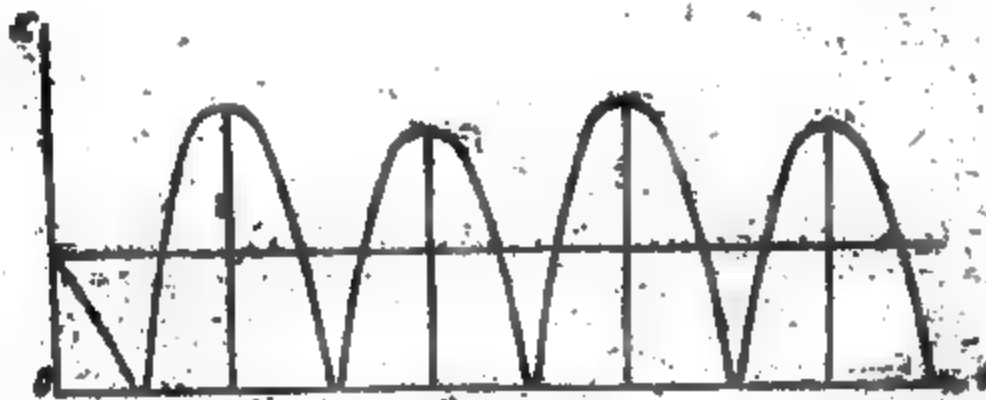


图24 M-3式冲锋枪在击针尖突出量正常时的测速曲线图。

图23中的曲线可以用武器作射击实验来测出，或用专门仪器作出。

在自由枪机式自动机工作时，前冲作用通常会使自动机的工作有些不稳定，如图24所示。此图是M-3式冲锋枪的测速曲线图，是连发时枪机位移和时间的函数关系。此图表明了在各次射击之后枪机行程的显著差异。从图上可以看到，枪机复进运动的行程大时，就会有大的前冲速度，击发之后，其行程就又缩短。

击针尖突出量对自由枪机的前冲作用有很大的影响。当击针尖突出量大时，前冲强度通常会增大。

图25是M-3式冲锋枪在击针尖突出量减小时的测速曲线图。在这种情况下几乎不发生枪机前冲作用。因此会使枪机后座

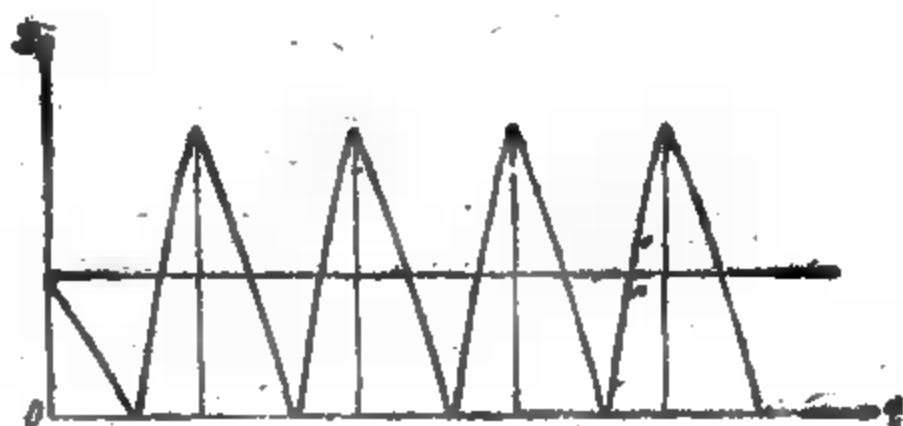


图25 M-3式冲锋枪在击针尖突出量减少时的测速曲线图。

速度显著增大，而使枪机在后方位位置发生撞击并提高其射击频率。

由此可知，依靠增大击针尖突出量来提高自由枪机的前冲强度，可用来降低射击频率和减少自动机工作时的撞击。这对于提高武器的射击精度有很大意义。

§5 半自由枪机式自动机的计算特点

自由枪机式自动机只有在枪弹的威力较小时才能采用，因为当枪机质量较小时，随着枪弹威力的增大，在火药气体压力作用时期内，枪机的位移也将增大，而这就会引起弹壳的断裂。此外，随着枪弹威力的增大将过分地增大枪机的速度。

增大枪机的质量，可以减少自由枪机式自动机工作中的这些缺点。但这是不利的，因为这会增大武器的重量，同时，在射击时，由于沉重的枪机在后方位位置和前方位置产生强烈的撞击，会使武器的射击稳定性恶化。

采用半自由枪机时，便可保证在使用大威力枪弹时也能利用枪机后座原理来使自动机工作。在半自由枪机式武器中要闭锁枪膛，并保证能在作用于弹壳底部的火药气体压力的作用下开锁。

在半自由枪机式武器中，枪机通常由两个基本部分组成，它们彼此间有运动上的联系。在枪机中，当直接承受弹壳底部传来的火药气体压力的一部分作不大的位移时，枪机的另一部分就会发生比较大的移动。

图 26 是汤姆逊冲锋枪的半自由枪机原理图。在这种冲锋枪中，枪机由枪机体和机门两部分组成。枪机体直接承受弹壳底部传来的火药气体压力，机门则安装在枪机体上。当枪机向后运动时，机门受机匣上斜面的作用，在枪机体上的斜槽内移动。

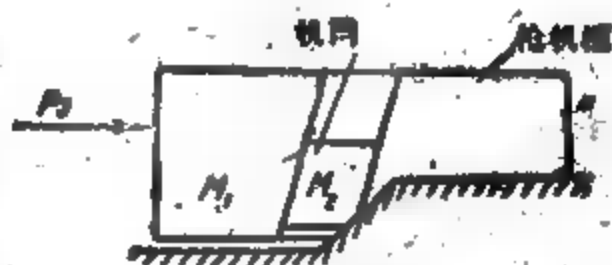


图 26 半自由枪机式自动机原理。

如果半自由枪机是由两部分组成，它的动能就可以写成如下的形式●：

$$\frac{M_1 V_1^2}{2} + \frac{M_2 V_2^2}{2},$$

式中 M_1 和 M_2 ——枪机中第一部分和第二部分的质量；

V_1 和 V_2 ——枪机中第一部分和第二部分的速度。

使枪机获得此动能的给定力所作的功为：

$$A = \frac{M_1 V_1^2}{2} + \frac{M_2 V_2^2}{2\eta},$$

式中 η ——枪机第一部分带动枪机第二部分的传动效率（取作常数）。

上式可以写成：

$$A = \frac{V_1^2}{2} \left(M_1 + M_2 \frac{V_2^2}{V_1^2 \eta} \right).$$

或

$$A = \frac{V_1^2}{2} \left(M_1 + M_2 \frac{k^2}{\eta} \right),$$

式中 k ——枪机上第一部分与第二部分之间的传动比

$\left(k = \frac{V_2}{V_1} \right)$ 。

在这种情况下研究自由枪机的运动时，必须把枪机的换算质量引入计算公式中，来代替枪机的质量，此换算质量为：

$$M_{\text{np}} = M_1 + M_2 \frac{k^2}{\eta}.$$

● 假枪机的两部分都作直接平移运动。

分析一下枪机换算质量的表达式，便可断定：甚至在 M_1 和 M_2 比较小的情况下，增大 k 和减小 η ，便可获得相当大的枪机换算质量 M_{np} ，在火药气体压力作用时期内给枪机以必要的制动。

靠增大 k 来增大 M_{np} 是有限度的，并受着枪机零件尺寸的限制，同时 k 的增大通常与 η 的降低有联带关系，而减小 η 是不利的。

减小 η 势必增加摩擦力对自动机工作的影响，摩擦力因零件工作表面的状况不同（涂油、蒙尘）而有显著变化；同时也会使自动机的工作不均匀。

半自由枪机在火药气体压力作用时期的运动特征量的确定方法，主要是决定于传递比 k 是常数还是变数。

当 $k = \text{常数}$ 时，可以利用定质量的质点动量方程式

$$M_{np} dV_1 = \frac{1}{\varphi_0} p_s dt,$$

由此得：

$$M_{np} \frac{dV_1}{dt} = \frac{1}{\varphi_0} p_s,$$

式中 p ——膛内火药气体压力；

S ——枪膛横断面面积；

φ_0 ——枪机质量虚拟系数；

t ——时间。

此方程式与以前所研究的自由枪机运动方程式的区别，只是用枪机的换算质量代替了枪机的质量。因此，以前的计算方法完全可以利用。

当 $k \neq 0$ 时，枪机换算质量将为一变数。在这种情况下，在 dt 时间内它将获得一个增量 dM_{np} 。在此 dt 时间内换算质量的增量由 0 变到 dM_{np} 。

因而，在 dt 时间内枪机动量的增量将等于 $\frac{1}{2} V_1 dM_{np}$ 。

将 dt 时间内所产生的这个动量增量加到方程式的左边，可

得:

$$M_{np}dV_1 + \frac{1}{2}V_1^2 dM_{np} = \frac{ps}{\varphi_0}dt$$

或

$$M_{np} \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dM_{np}}{dx} V_1^2 = \frac{ps}{\varphi_0}$$

式中 x —— 枪机第一部分的位移;

p —— 膛内火药气体压力;

s —— 枪膛横断面面积;

φ_0 —— 枪机质量虚拟系数。

当火药气体压力 p 与时间 t 的关系式为已知时, 此方程式即可用数值法或图解法解出。

综合枪机后座式自动机 (自由枪机和半自由枪机) 工作的主要特点, 可指出以下几点:

这种自动机最大的优点是能获得结构较简单的武器, 其缺点则是自由枪机和半自由枪机式自动机中弹壳与弹膛壁之间的摩擦力, 以及半自由枪机中各零件工作表面之间的摩擦力影响自动机的工作。

自动机的工作情况决定于摩擦力的大小, 而摩擦力又决定于各零件工作表面的状况和弹壳与弹膛表面的状况, 这就使得自动机的工作不均匀。这种影响随着枪弹威力的增大而增大。

这就使得自由枪机式和半自由枪机式自动机仅可以应用在采用小威力枪弹的武器上。

曾有人多次试图应用特殊滑油来调滑枪弹和枪机各零件的工作表面, 以便减少摩擦力对自动机工作的影响, 但未能实现。

§6 自动机各部分在气室内火药气体压力作用下的运动

本节所研究的自动机在目前是应用最广泛的, 这类自动机工作时, 火药气体通过枪管上的导气孔进入气室, 作用在与自动机

活动部分相联接的活塞上。

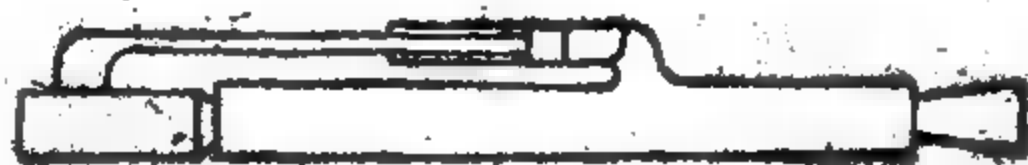


图27 封闭式气室。

就结构而言，气室可分为封闭式和开启式。

在第一种情况下（图27），活塞始终在气室内运动。在第二种情况下（图28），只有在气室内有足够大的火药气体压力作用时，活塞才处在气室内（或如图28所示，连接管处在活塞腔内）。

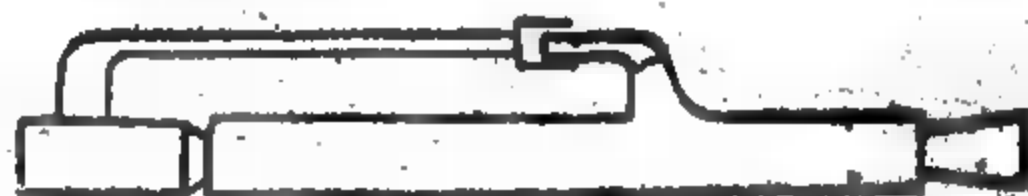


图28 开启式气室。

在封闭式气室中，活塞和气室壁之间的间隙不大。这一点能保证较好地利用导入气室内的火药气体。在开启式气室中，活塞与气室壁之间的间隙较大，为了保证活塞在自动机活动部分到达最前方位置时能自由进入气室，这样大的间隙是必不可少的。

在计算自动机时，关于气室类型，可以根据上述间隙的影响来予以考虑。

导气式自动机工作时，活塞可以始终与活动部分相联接（普通式枪机），或者仅在气室内火药气体压力作用期间与活动部分相联接（CBT-40式自动步枪）。计算自动机时，需要相应地改变活动部分的质量来考虑这一点。

导气式自动机最主要的特点是，作用于自动机活动部分上的火药气体压力的作用强度可以调整。

进行此调整的目的，是为了使自动机在各种不同温度下（冬季和夏季），以及自动机各部分有不同程度的磨损时，能够正常地

工作。通常经过一定数量的发射之后，气室内火药气体压力的作用强度可能降低。

调整气室内火药气体压力的作用强度，可以采用下述几种方法：

- 1) 改变导气孔的横断面面积；
- 2) 改变气室的初始容积；
- 3) 由气室内排出一部分火药气体到大气中去。

所有这些因素都显著地影响气室内火药气体压力的作用强度。但下述几点也都有影响：

- 1) 活塞与气室壁之间(或活塞与连接管之间)间隙的大小；
- 2) 导气孔在枪管上的位置；
- 3) 活动部分的质量；
- 4) 活塞的直径；
- 5) 散热条件；
- 6) 气室内火药气体压力变化的大小和性质，以及其他。

A. A. 勃拉瓦拉沃夫院士首先研究了气室内火药气体压力对自动机活动部分的作用。他应用气体流动理论确定：对于开启式气室来说，在弹丸越过导气孔瞬间到火药气体后效期末的时期内，自动机活动部分所获得的动量，与在此时期内作用于膛底的火药气体压力冲量成比例。

这个关系式可写为：

$$MV_u = 2k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} C \Phi \int_0^{t_u+T} p_s dt \quad (37)$$

或

$$MV_u = 2k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} C \Phi \left[\frac{\gamma q}{g} (v_0 - v_*) + 0.8 \frac{\beta \omega}{g} r_d \right],$$

式中 M ——自动机活动部分的质量；

V_u ——自动机活动部分的最大速度；

k ——绝热膨胀指数；

Φ ——彈丸質量虛拟系数;

G ——彈丸重量;

g ——自由落体加速度;

v_0 ——彈丸初速;

v_{\bullet} ——彈丸在導氣孔处的速度;

β ——表示火药气体作用的系数(火药气体后效系数);

m ——裝药重量;

$C = \frac{F}{F_0}$ ——導氣孔横断面面积与枪膛横断面面积之比;

Φ ——經驗系数, 它决定于 C (图29) 和气体在气室内的膨胀条件;

t ——彈丸从導氣孔运动至枪口切面所经过的时间;

T ——火药气体后效期的延續时间;

P ——膛压。

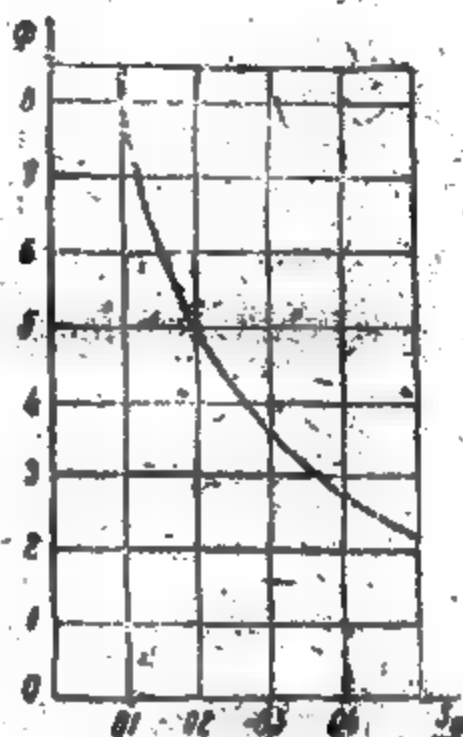


图29 Φ 的算图。

公式 (37) 是根据下列基本假设导出的:

1. 把气体对活塞的作用看做是绝对弹性撞击。
2. 取气体由气室流出的速度等于临界速度 (根据膛内气体状态决定的) 乘以 Φ ; 此 Φ 是考虑到气室构造特点、流动过程的不稳定性和气室内的损失等因素的乘数。

3. Φ 仅决定于導氣孔尺寸和气道形状, 并随时间而变化; 对形式和尺寸一定的气室而言, 取其平均值。

A. A. 勃拉瓦拉沃夫院士指出: Φ 量与影响气流性质的各因素的关系的研究, 应该是一项巨大的实验工作。

研究一下公式 (37), 便可看出, 乘数

$$2k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (38)$$

仅决定于絕热膨胀指数 k ，它不可能在很大的范围内变化。因为对于目前使用的火药而言，膛内火药气体在彈丸飞出枪口瞬間的温度的变化范围不大，并且只能极其近似地加以决定，而 k 则决定于此温度。

这说明，由于絕热膨胀指数值的偏差不大，表达式 (38) 的量也不可能变化很大。

实际上，若絕热膨胀指数在 1.2~1.3 的范围内变化时，表达式 (38) 的值对其平均值的偏差约为 5%。

当 $k = 1.25$ 时，

$$2k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \approx 1.4。$$

这样一来，就有根据在計算中取用表达式 (38) 的平均值，把它代入系数 Φ 中，取：

$$\Phi' = 2k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \Phi = 1.4\Phi。 \quad (39)$$

这时，公式 (37) 的形式变为：

$$MV_n = C\Phi' \int_0^{t_n+T} p_i dt。 \quad (40)$$

这种形式的公式清楚地指出：推导公式时所取的假設（假設自动机活动部分所获得的动量，与膛内火药气体压力从彈丸通过导气孔瞬間到火药气体后效期末的时期内的冲量成比例）的意义。

公式 (40) 的应用范围是有限的。因为，第一，它只能用以計算气室的形式及其系数 Φ' 为已知的武器之活动部分的运动；第二，在这里沒有考虑系数 Φ' 随时间的变化，公式 (40) 所給出的只是自动机活动部分的动量总增量，而不能說明动量随时间变化的規律，因而，也不能确定作用在活塞上的火药气体压力的变化規律。

公式 (40) 的这些缺点，(不能說明作用在活塞上的火药气体压力的变化規律)，在研究自动武器各机构的工作时造成很大的困

准，使得許多決定各機構工作的重要問題不能確定。

曾試圖解決此問題的有 E. Л. 勃拉文教授。

勃拉文教授不主張從热力學的观点來研究火藥氣體作用在活塞上的現象，而力圖簡便地選擇一些公式來表明這現象。這些公式能夠近似正確地反映出現象的性質，並且引入某些實驗系數，就能計算其數量。

勃拉文教授認為：影響作用在活塞上的火藥氣體壓力變化規律的最主要的因素是：

1) 導氣孔和活塞橫斷面面積之比

$$\sigma_0 = \frac{f_0}{f_n};$$

2) 活塞的斷面負荷

$$k_0 = \frac{M}{f_n}.$$

勃拉文教授建議用下式表示作用在活塞上的火藥氣體壓力與時間 t 的關係：

$$p = p_0 e^{-\frac{t}{b} \left(1 - e^{-\alpha \frac{t}{b}} \right)}; \quad (41)$$

此時，

$$\alpha = n \frac{f_0 M}{f_n^2}; \quad b = \frac{i_0}{p_0}; \quad i_0 = \frac{p_n + p_0}{2} t_n + \frac{p_n A}{A};$$

式中 p_0 ——彈丸通過導氣孔時的膛內火藥氣體壓力；

p_n ——彈丸飛出槍口瞬間的膛內火藥氣體壓力；

e ——自然對數的底；

A ——關係式 $p = p_n e^{-At}$ 中指數的系數（參看 48 頁）；

t_n ——從彈丸通過導氣孔瞬間至彈丸飛出槍口瞬間所經過的時間；

n ——實驗系數；

M ——活塞及與其相聯接的零件的質量；

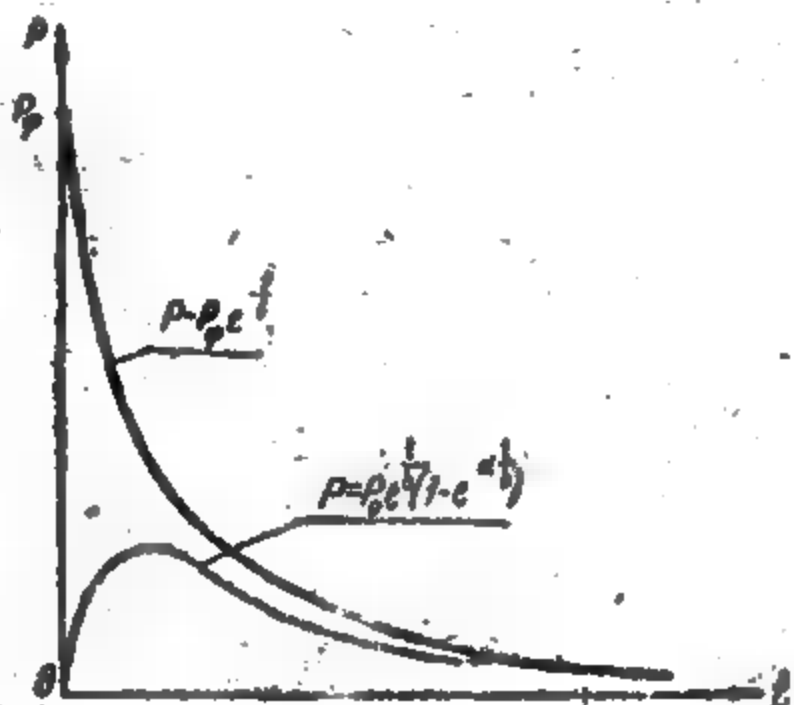
i_0 ——從彈丸通過導氣孔到彈丸飛出槍口瞬間為止的時期內，膛內火藥氣體壓力的單位沖量。

所以取公式(41),
是因为当 α 为各种数值
时 (由 0 至 ∞), 它表示
处在坐标轴和曲线

$$p = p_0 e^{-\frac{t}{b}} \quad (42)$$

所包括的整个面积内的
曲线。

勃拉文教授用公式
(42) 来表示由弹丸通
过导气孔瞬间到火药气
体后燃期末的时期内,
膛内火药气体压力的变
化规律 (图30)。



■ 30. 膛内火药气体压力和气室内火药气体
压力的变化图。

必须指出, 不应利用公式 (42) 来求膛压, 因为它有时会产生很大的误差 (特别当导气孔距枪口切面的距离太远时)。

取曲线 $p = p_0 e^{-\frac{t}{b}}$ 和坐标轴 $p = 0$ 所包括的面积等于火药气体压力的单位冲量 i_0 , 即可求出 (41) 式中的系数 b 。

根据勃拉文教授所得出的公式, 可利用运动微分方程的数值积分法计算自动机各部分的运动特征量。但实际上在第一次近似中只考虑火药气体压力的作用, 并决定该压力的冲量对活塞的作用, 就可以求出全部运动特征量, 而不需要进行数值积分。

积分以后, 由 (41) 式可给出气室内单位压力冲量随时间变化的表达式:

$$\begin{aligned} i_x &= \int_0^t p dt = p_0 \int_0^t e^{-\frac{t}{b}} \left(1 - e^{-\alpha \frac{t}{b}} \right) dt \\ &= p_0 b \left| e^{-\frac{t}{b}} - \frac{1}{1+\alpha} e^{-(1+\alpha)\frac{t}{b}} \right|_0^t \end{aligned}$$

$$i_{\pi} = p_{\phi} b \left(\frac{\alpha}{1+\alpha} + \frac{1}{1+\alpha} e^{-(1+\alpha)\frac{t}{b}} - e^{-\frac{t}{b}} \right). \quad (43)$$

因而，气室内的单位压力总冲量（当 $t = \infty$ 时）为：

$$i_{\pi} = p_{\phi} b \frac{\alpha}{1+\alpha}. \quad (44)$$

作用在活塞上的火药气体压力冲量的表达式可写为：

$$s_{\pi} i_{\pi} = s_{\pi} \left(\frac{\alpha}{1+\alpha} + \frac{1}{1+\alpha} e^{-(1+\alpha)\frac{t}{b}} - e^{-\frac{t}{b}} \right) p_{\phi} b. \quad (45)$$

自动机活动部分动量的增量可写为：

$$MV = s_{\pi} i_{\pi} = s_{\pi} \left(\frac{\alpha}{1+\alpha} + \frac{1}{1+\alpha} e^{-(1+\alpha)\frac{t}{b}} - e^{-\frac{t}{b}} \right) i_0, \quad (46)$$

式中

$$i_0 = \frac{p_{\phi} + p_{\pi}}{2} s_{\pi} + \frac{p_{\pi}}{A}, \quad (47)$$

$$b = \frac{V_0}{p_{\phi}}. \quad (48)$$

自动机活动部分动量的总增量（当 $t = \infty$ ）为

$$MV = s_{\pi} \frac{\alpha}{1+\alpha} i_0. \quad (49)$$

当自动机活动部分的换算质量为常量时，利用公式（46）可以求出活塞在任意瞬间的速度 $V = f(t)$ ，利用此公式也可以求出位移与时间的关系式。为此，要在由 0 到 t 的界限内积分公式的左边，而在由 0 到 t 的界限内积分公式的右边，积分后可得：

$$\begin{aligned} x &= \int_0^t dx = \int_0^t V dt \\ &= \frac{s_{\pi} b}{M} \left(\frac{\alpha}{1+\alpha} \frac{t}{b} - \frac{\alpha(2+\alpha)}{(1+\alpha)^2} - \frac{1}{(1+\alpha)^2} e^{-(1+\alpha)\frac{t}{b}} + e^{-\frac{t}{b}} \right) i_0. \end{aligned} \quad (50)$$

由于运算繁复，故在研究自动武器各机构的工作时，利用公式（46）和（50）进行实际计算很不方便。如果把含有 $e^{-\frac{t}{b}}$

和 $e^{-(1+\alpha)\frac{t}{b}}$ 的各量用两个参数 $\frac{t}{b}$ 和 α 作成表格或图解, 则此公式可大为简化。

图 31、32 和 33 就是以 α 和 $\frac{t}{b}$ 为参数的有关系的图解, 这些图中的曲线所表示的量, 是当 α 为不同数值时, 各系数随时间而变化的规律, 这些系数是:

对于作用在活塞上的火药气体压力为

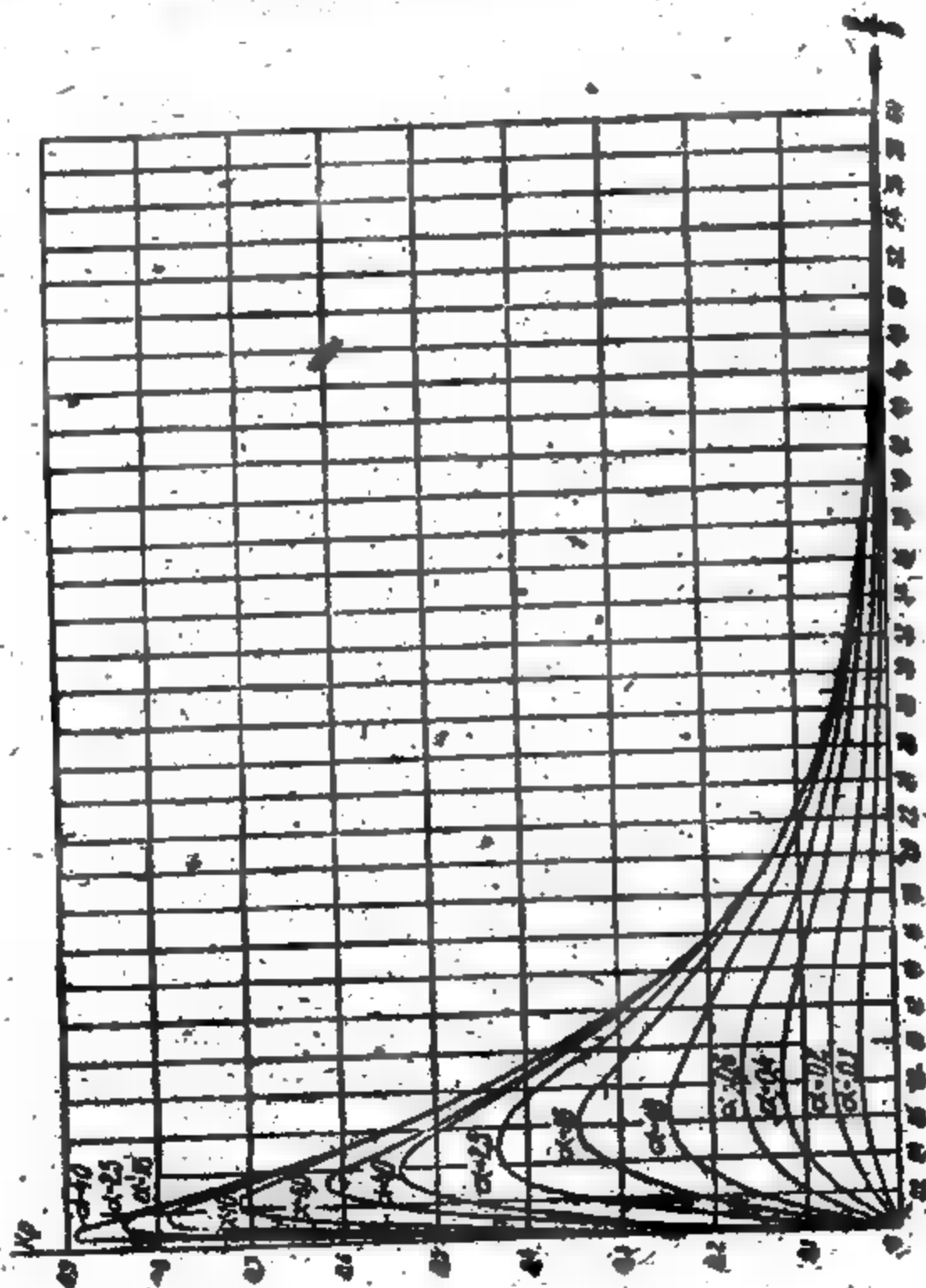


图 31 t/b 的算图

$$k_p = c \cdot \frac{1}{b} \left(1 - e^{-\alpha \frac{t}{b}} \right) \quad (51)$$

对于自动机活动部分的速度为

$$k_v = \frac{\alpha}{1+\alpha} + \frac{1}{1+\alpha} e^{-(1+\alpha) \frac{t}{b}} - e^{-\frac{t}{b}} \quad (52)$$

对于自动机活动部分的位移为

$$k_s = \frac{\alpha}{1+\alpha} \frac{t}{b} - \frac{\alpha(2+\alpha)}{(1+\alpha)^2} - \frac{1}{(1+\alpha)^2} e^{-(1+\alpha) \frac{t}{b}} + e^{-\frac{t}{b}} \quad (53)$$

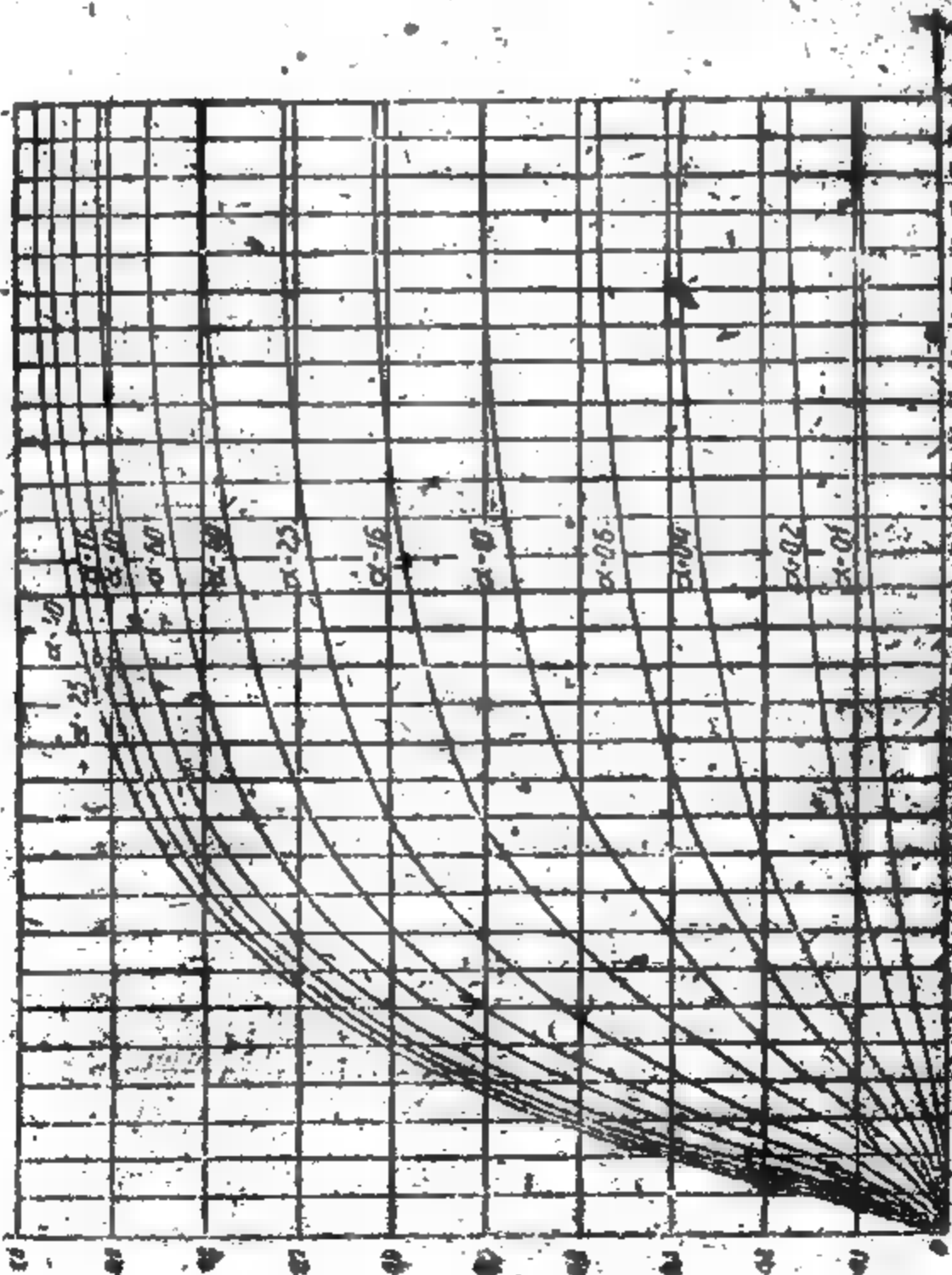


图32. k_p 的计算

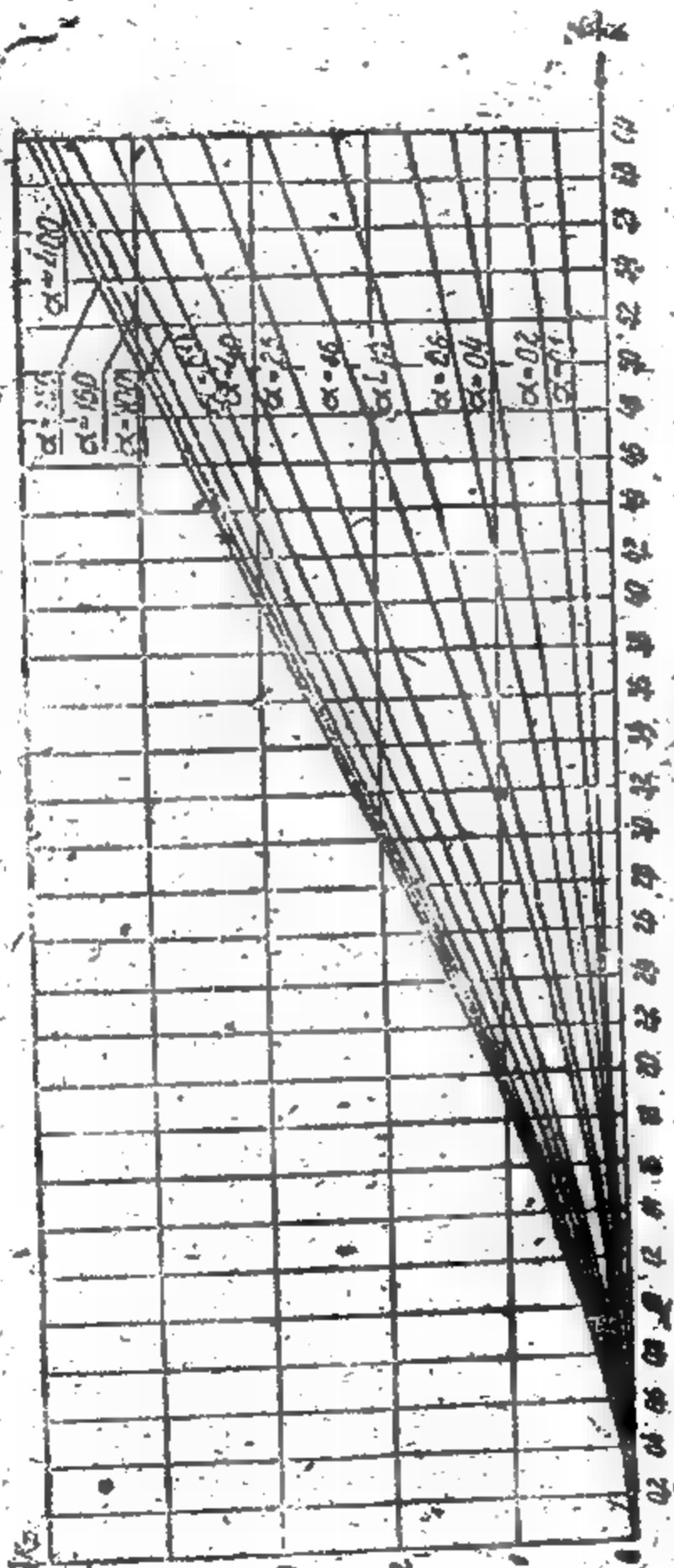


图 233 计算图。

算自动机各部分在枪机开锁前的运动，可

图解。

根据这些图解，在火药气体压力作用时内的自动机活动部分的速度和位移，以及气室内的压力的计算，写成如下的形式：

$$p = p_g k_p; \quad (54)$$

$$v = \frac{v_0}{M} k_v; \quad (55)$$

$$x = \frac{s_n b i_0}{M} k_x = \frac{v_0 b}{k_v} k_x; \quad (56)$$

式中

$$i_0 = \frac{r_\phi + r_n}{2} t_n + \frac{r_n}{A}; \quad b = \frac{i_0}{p_\phi};$$

$$A = 0.365 \frac{\beta^2}{\beta - 0.5} \cdot \frac{v_0}{L}.$$

由下页表格可得

$$\eta = \frac{\alpha}{1 + \alpha}$$

与下列各比例参数的关系：

$$\sigma_n = \frac{s_n}{s_\phi}; \quad \sigma_\Delta = \frac{\Delta s_n}{s_\phi}; \quad \sigma_0 = \frac{W_\phi}{s_\phi}; \quad \sigma_v = \frac{Q_n}{s_n}$$

式中

W_ϕ ——气室的初始容积；

Δs_n ——活塞与气室壁之间间隙的横断面面积（ $\Delta s_n = \frac{\pi}{2} \Delta d_n d_n$ ，其中 Δd_n ——径向间隙）；

Q_n ——自动机活动部分的重量。

利用此表时，应先根据 σ_n 和 σ_Δ 求出 η_0 ，再根据 σ_0 和 σ_v 求修正量 v_0 和 v_∞ 。此时， $\eta = \eta_0 v_0 v_\infty$ 。

现在来研究一个计算导气式机枪中枪机框运动的实例。

给定：

枪机框的质量

$$M = 0.0813 \text{ 公斤} \cdot \text{秒}^2 / \text{米}$$

弹丸初速

$$v_0 = 840 \text{ 米/秒}$$

η_0 , v_0 及 v_0 值表

基 本 表 格 η_0							辅 助 表 格 v_0									
σ_n	σ_Δ						σ_0 (厘米)					σ_0 (公斤/厘米 ²)				
	0.25	0.5	1.0	1.5	2.0	3.0	0	50	100	200	300	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8
0	0.80	0.68	0.53	0.41	0.33	0.21	1	0.85	0.74	0.60	0.50	0.95	0.96	0.97	1.00	1.01
50	0.71	0.66	0.57	0.48	0.41	0.29	1	0.88	0.78	0.66	0.57	0.72	0.96	1.03	1.12	1.18
100	0.55	0.52	0.47	0.42	0.38	0.30	1	0.90	0.82	0.71	0.63	0.62	0.95	1.09	1.26	1.42
150	0.44	0.42	0.38	0.35	0.32	0.26	1	0.92	0.86	0.77	0.70	0.58	0.94	1.14	1.38	1.58
200	0.36	0.34	0.32	0.30	0.28	0.24	1	0.94	0.90	0.82	0.76	0.57	0.93	1.19	1.49	1.75
250	0.30	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	1	0.96	0.93	0.87	0.83	0.56	0.92	1.25	1.60	1.90

注：此表摘自 M. A. 馬爾托夫的“气流的某些问题”一书(1951年出版)，并作了若干改变和简化。

彈丸重量

$$q = 9.6 \text{ 克}$$

装药重量

$$\omega = 3.25 \text{ 克}$$

气体作用系数

$$\beta = 1.59$$

口径和枪膛横断面面积

$$d = 7.62 \text{ 毫米}$$

$$s = 0.476 \text{ 厘米}^2$$

导气孔的直径及其横断面面积 $d_g = 8 \text{ 毫米}$

$$s_g = 0.0707 \text{ 厘米}^2$$

活塞的直径及其横断面面积 $d_n = 12 \text{ 毫米}$

$$s_n = 1.13 \text{ 厘米}^2$$

徑向間隙

$$\Delta d_n = 0.16 \text{ 毫米}$$

彈丸由导气孔到飞出枪口瞬間的运动時間,

$$t_n = 0.00025 \text{ 秒}$$

彈丸飞出枪口瞬間的膛压 $p_n = 700 \text{ 公斤/厘米}^2$

彈丸通过导气孔瞬間的膛压 $p_g = 900 \text{ 公斤/厘米}^2$

彈丸在膛內的行程长度和药室縮徑长度之和,

$$L' = 64.4 \text{ 厘米}$$

气室初始容积

$$W_g = 2.12 \text{ 厘米}^3$$

气室型式

开启式

試求在彈丸通過導氣孔以後 $t = 0.0025$ 秒時，槍機的速度 V_p ，位移 z_p ，以及此時氣室內的壓力。

解

1. 求腔內火藥氣體壓力的單位沖量

$$i_0 = \frac{p_A + p_{\phi}}{2} t_n + \frac{p_A}{A} = 0.84 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}}{\text{厘米}^2}$$

式中

$$A = 0.365 \beta^{\frac{1}{-0.5}} \frac{v_0}{L} = 1100 \text{ 1/秒}$$

2. 求相對參數

$$\sigma_A = \frac{\Delta t_n}{t_{\phi}} = 2 \left(\frac{d_n}{d_{\phi}} \right)^2 \frac{\Delta d_n}{d_n} = 0.43;$$

$$\sigma_n = \frac{t_n}{t_{\phi}} = \frac{d_n^2}{d_{\phi}^2} = 16;$$

$$\sigma_0 = \frac{W_{\phi}}{t_{\phi}} = 30 \text{ 厘米};$$

$$\sigma_v = \frac{Q_n}{t_n} = \frac{Mg}{t_n} = 0.71 \text{ 公斤/厘米}^2$$

3. 求系數 η 。

為此，先在表中查出 η_0 ， v_0 ， v_v 。

σ_n	σ_A		
	0.25	0.43	0.50
0	0.80		0.68
16	0.77	0.70	0.67
50	0.71		0.66

σ_n	σ_0		
	0	30	50
0	1		0.85
16	1	0.92	0.86
50	1		0.88

σ_n	σ_v		
	0.6	0.71	0.8
0	1.00		1.01
16	1.04	1.05	1.06
50	1.12		1.18

用內插法可得

$$\eta_0 = 0.70; v_0 = 0.92; v_v = 1.05$$

因而，

$$\eta = \eta_0 v_0 v_v = 0.68;$$

$$\alpha = \frac{1}{\frac{1}{\eta} - 1} \approx 2$$

4. 求 b

$$b = \frac{t_0}{p_0} = 0.00094 \text{ 秒。}$$

5. 求 $\frac{t}{b}$

$$\frac{t}{b} = 2.7。$$

6. 有了 $\frac{t}{b}$ 和 α , 即可根据图解求出下列各量:

$$k_p = 0.12;$$

$$k_v = 0.57;$$

$$k_x = 0.92。$$

7. 因而, 在弹丸通过导气孔之后 $t = 0.0025$ 秒时, 气室内的压力和枪机框的速度及位移为

$$p = p_0 k_p = 65 \text{ 公斤/厘米}^2;$$

$$V_p = \frac{c_{n1} b}{M} k_v = 6.6 \text{ 米/秒};$$

$$x_p = \frac{V_p b}{k_v} k_x \approx 10 \text{ 毫米。}$$

计算现有武器的自动机时, 可以采用上例的解法。

设计新武器时, 首先要给定导气孔在枪管上的位置, 粗略地确定导气孔的直径。

如果在预先的概略计算中, 已经知道为了保证自动机能正常地工作, 质量已知的枪机框在自由行程结束时 (移动到 x_p 量以后) 应有速度 V_p , 就应该按下述方法粗略地确定导气孔的直径。

利用公式 (52) 和 (53), 求出系数 k_v 和 k_x

$$k_v = \frac{V_p M}{c_{n1} b}; \quad k_x = \frac{x_p k_v}{V_p b}。$$

根据图 32 和 33 的图解, 确定 α 和 $\frac{t}{b}$, 其方法如图 34 所示。然后再算出 $\eta = \frac{\alpha}{1 + \alpha}。$

已知 $\frac{t}{b}$, 并求出 $b = \frac{t_0}{p_0}$ 之后, 便可知道运动时间 t 。

其次, 给定活塞直径 d_n 和活塞与气室壁之间的间隙 Δd_n , 便可求出

$$\sigma_n = \frac{\Delta p_n}{s_n} \cdot$$

根据这个比例和 η 的值, 并取 $\eta \approx \eta_0$, 利用基本表格即可求出 $\frac{s_n}{s_0}$ 之比。

知道了活塞面积, 根据此比例即可求出导气孔的面积 s_n , 进而算出导气孔的直径

$$d_n = \sqrt{\frac{4s_n}{\pi}}.$$

可以把这样求得的导气孔化整, 然后对自动机作全面计算。

若得出的导气孔直径过大, 则把导气孔位置向枪管尾部移动或增大活塞直径。

推导上述所有公式时, 曾假设没有任何阻力的作用。如果阻力(例如, 复进簧的阻力)与气室内的火药气体压力比较起来数值很小的话, 在计算时就可以和计算枪管后座式自动机一样, 就阻力对自动机各部分的自由运动特征量引入修正量, 而予以近似的计算。

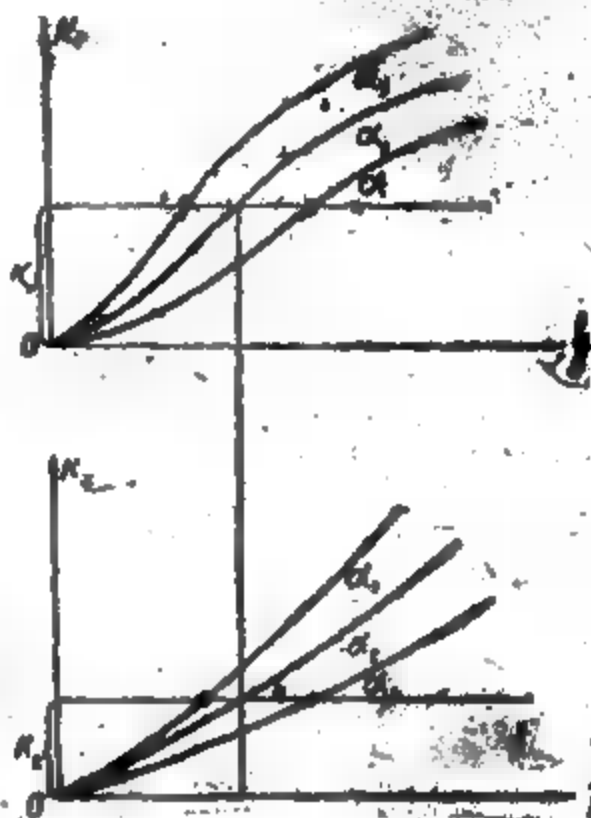


图4 决定 α 的图解。

§7 在武器缓冲条件下, 自动机各部分及整个自动武器在火药气体压力作用下的运动特点

前面所研究的是在武器硬性固定的条件下, 确定自动机各部分在膛内和气室内的火药气体压力作用下的运动特征量的方法。这些方法也可以用来计算在武器有缓冲时, 自动机各部分的运动特征量, 因为整个武器的运动对膛内和气室内火药气体压力的影响, 实际上是不显著的。整个武器的运动对自动机各部分在火药气体压力作用下的运动的影响, 仅表现在起始条件的变化上,

这一点是应该予以考虑的。例如，在导气式武器中，在武器缓冲的条件下，枪机框开始运动时可能具有某一初速。这个速度就是整个武器在弹丸通过导气孔瞬间所具有的速度。

根据这种观念，下面仅讨论整个武器在火药气体压力作用时期内的运动特征量的计算方法。考虑到火药气体压力值通常比作用在武器上的其他力的力大得多（例如，弹簧阻力或摩擦力），所以只研究火药气体压力的作用，而略去其余各力的作用，仅在已求得的运动特征量中引入修正量，来考虑它们的影响。

1 火药气体压力对枪管的作用

在枪管长后座短后座的枪管后座式自动机工作时，可能发生火药气体压力对枪管的作用。

在这里，火药气体压力可以经过枪口罩作用在机匣上（图35）。对于这个方案，在理论上可以假设火药气体压力对枪口罩前壁的作用和对枪管前切面的作用性质相同。在这样假设的条件下，确定火药气体后效期内机匣运动特征量的方法，与确定同一时期内枪管运动特征量的方法，没有原则上的区别。



图35、火药气体压力在枪口罩内的作用图。

实际上，如果假设火药气体压力对枪口罩前壁的作用和对枪管前切面的作用性质相同，便可以写出下列动量方程式：

$$M_0(V - V_0)\mu_k = M_k(V_k - V_{k0}) \quad (57)$$

式中 V 和 V_0 —— 后效期内枪管的末速和初速；

V_k 和 V_{k0} —— 后效期内机匣的末速和初速；

M_0 和 M_k —— 枪管质量和机匣质量；

μ_k —— 考虑枪口罩对机匣作用的经验系数。

枪管速度增量可以用下式求出:

$$V - V_0 = (V_m - V_0)(1 - e^{-At}) \quad (58)$$

或

$$V - V_0 = \frac{\beta - 0.5}{M_{\text{c}} g} \omega v_0 (1 - e^{-At}), \quad (59)$$

式中 V_m ——在不考虑枪口装置时, 枪管在后效期末的速度;

A ——系数;

β ——气体作用系数;

ω ——装药重量;

v_0 ——弹丸初速;

g ——重力加速度;

t ——时间。

利用公式 (59) 可将表达式 (57) 写成如下的形式:

$$\frac{\beta - 0.5}{g} \omega v_0 \mu_{\text{K}} (1 - e^{-At}) = M_{\text{K}} (V_{\text{K}} - V_{\text{K}0}),$$

由此得出:

$$V_{\text{K}} = V_{\text{K}0} + \frac{\beta - 0.5}{M_{\text{K}} g} \mu_{\text{K}} \omega v_0 (1 - e^{-At}). \quad (60)$$

同样可以指出: 为了确定机匣的位移, 应利用公式

$$x_{\text{K}} = x_{\text{K}0} + V_{\text{K}0} t + \frac{\beta - 0.5}{M_{\text{K}} g A} \mu_{\text{K}} \omega v_0 (At - 1 + e^{-At}). \quad (61)$$

系数 μ_{K} 之值, 对每种枪口罩都必须用实验方法求出。如果没有进行专门的实验, 此系数可以用下式求出:

$$\mu_{\text{K}} = \mu - 1,$$

式中 μ ——表示枪口罩对枪管的作用的系数。

上式是基于这样的假定而来: 火药气体压力对枪管作用的增大 (由于枪口罩的作用) 等于火药气体压力对枪口罩前壁的作用。

2 自由枪机中膛内火药气体压力的作用

火药气体压力的这种作用情况发生在枪机后座式武器中。

在研究枪管和武器上与枪管相联接的各部分的运动时，如同研究枪机运动时一样，我们把火药气体压力作用的整个时间分为三个时期。

考虑到在膛内火药气体压力作用时期内，整个运动系统（枪机、枪管和机匣，弹丸，装药）是处在内力作用下，故机匣●在每一时期末的速度都可以利用相应的动量方程式来决定。

第一时期末机匣的速度可根据下列动量方程式求出：

$$\frac{Q_s}{g} V_{s1} + \frac{Q_k}{g} V_{k1} = 0, \quad (62)$$

式中 Q_s 和 Q_k ——枪机重量和机匣重量；

V_{s1} 和 V_{k1} ——第一时期末的枪机速度和机匣速度。

如果假設机匣的运动不影响枪机的运动，那么就可以利用前面所求得的表达式来求枪机的速度 V_{s1}

$$V_{s1} = \frac{I_{0g}}{\phi_s Q_s}.$$

把这个枪机速度的表达式代入公式 (62) 中，可得

$$V_{k1} = -\frac{I_{0g}}{\phi_s Q_s} = -V_{s1} \frac{Q_s}{Q_k}. \quad (63)$$

表达式 (63) 与以前求得的计算枪机在第一时期末时的速度的公式相似。这一点使我们有根据写出机匣在第一时期末的位移的表达式：

$$x_{k1} = \frac{V_{k1}}{a}, \quad (64)$$

式中 a 是一系数（見59頁）。

必須指出：机匣速度的方向与枪机速度的方向相反。

为了确定在第二时期末，也就是在弹丸飞出枪口瞬間机匣的速度，可利用下列动量方程式：

$$\frac{q+0.5m}{g} v_b = \frac{Q_s}{g} (V_{s2} - V_{s1}) + \frac{Q_k}{g} (V_{k2} - V_{k1}), \quad (65)$$

式中 V_{s1} , V_{k1} ——第二时期初的枪机速度和机匣速度；

V_{s2} , V_{k2} ——第二时期末的枪机速度和机匣速度。

● 这里所指的机匣是指武器中除枪机以外的全部零件。

假設机匣的运动不影响枪机和彈丸的运动, 則可以将表示枪机速度差的 (33) 式代入 (65) 式, 得

$$V_{s2} - V_{s1} = \frac{\varphi_1 q + 0.5 \omega}{\varphi_3 Q_3} v_{s0} \quad (66)$$

然后, 对机匣速度 V_{x2} 解 (65) 式, 便得:

$$V_{x2} = V_{x1} + \frac{k_1 q + 0.5 \omega k_2}{\varphi_3 Q_3} v_{s0}, \quad (67)$$

式中 $k_1 = \varphi_3 - \varphi_1$, $k_2 = \varphi_3 - 1$ 。

速度 V_{x2} 可能是負的, 也可能是正的, 这要看彈壳与彈膛壁間摩擦力的大小而定。此摩擦力用系数 φ_3 来計算。

計算机匣在第二时期末的位移的公式为:

$$x_{x2} = x_{x1} + V_{x1} t_0 + \frac{k_1 q + 0.5 \omega k_2}{\varphi_3 Q_3} L_0 \quad (68)$$

式中 t_0 ——彈丸在膛內的运动時間;

L_0 ——彈丸在膛內的位移。

为了确定机匣在火药气体后效期末的速度, 可利用如下的动量方程式:

$$\frac{\beta - 0.5}{g} \omega v_g = \frac{Q_g}{g} (V_{s3} - V_{s2}) + \frac{Q_x}{g} (V_{x3} - V_{x2}), \quad (69)$$

式中 $(\beta - 0.5)v_g$ ——后效期內火药气体的平均流速;

β ——后效系数;

V_{x3} ; V_{s3} ——后效期末的机匣速度和枪机速度。

把以前求得的表示枪机速度差的公式 (見66頁)

$$V_{s3} - V_{s2} = \frac{\beta - 0.5}{\varphi_3 Q_3} \omega v_g \quad (70)$$

代入 (69) 式中, 然后就机匣在后效期末的速度 V_{x3} 解此方程式, 便得:

$$V_{x3} = V_{x2} + \frac{\beta - 0.5}{\varphi_3 Q_3} \omega v_g k_2 \quad (71)$$

公式 (63)、(64)、(67)、(68)、(70) 与枪管后座式自动机中計算枪管运动特征量的公式相类似。

这一点使我們可以采用类似于枪管后座式自动机中計算后效

期末枪管位移的公式来计算机匣在此瞬间的位移 x_{x3} 。

例如，假设后效期内的膛内压力决定于关系式 $p = p_x e^{-t/T}$ ，那么，

$$x_{x3} = x_{x2} + \left[V_{x2} + (V_{x3} - V_{x2}) \left(1 - \frac{1}{e} \right) \right] T,$$

式中 T ——火药气体后效期的时间。

例：

假设需要确定 1941 年式冲锋枪机匣的运动特征量。武器重量（不包括枪机） $Q_x = 4$ 公斤（ $M_x = 0.407$ 公斤·秒²/米），其余的原始数据见 60 页中所举的例题。

第一时期末机匣的速度和位移为：

$$V_{x1} = -\frac{I_0}{\varphi_0 M_x} = -0.017 \text{ 米/秒}, \quad x_{x1} = \frac{V_{x1}}{a} \approx -0.001 \text{ 毫米}。$$

第二时期末机匣的速度和位移为：

$$V_{x2} = V_{x1} + \frac{k_1 q + 0.5 \omega k_2}{\varphi_0 Q_x} v_0 = 0.15 \text{ 米/秒},$$

$$x_{x2} = x_{x1} + V_{x1} t_0 + \frac{k_1 q + 0.5 \omega k_2}{\varphi_0 Q_x} L \approx 0.1 \text{ 毫米}。$$

第三时期末机匣的速度和位移为：

$$V_{x3} = V_{x2} + \frac{0.5 - 0.5 \omega v_0 k_2}{\varphi_0 Q_x} = 0.29 \text{ 米/秒},$$

$$x_{x3} = x_{x2} + \left[V_{x2} + (V_{x3} - V_{x2}) \left(1 - \frac{1}{e} \right) \right] T \approx 0.8 \text{ 毫米}。$$

3. 气室内火药气体压力的作用

在这种情况下，枪管及与其相联接的各部分（机匣）的运动特点在于，它们的运动是在气室内和膛内的火药气体压力作用下完成的。

考虑机匣在火药气体压力作用时期内的位移很小，可以认为气室内和膛内的火药气体压力的作用不受机匣运动的影响。

研究机匣的运动时，我们把火药气体压力的作用分为三个时期来研究：—

- 1) 由彈丸开始运动到彈丸通过导气孔瞬間;
- 2) 由彈丸通过导气孔到彈丸飞出枪口瞬間;
- 3) 火药气体后效时期。

为了确定机匣在火药气体压力作用时期内的运动速度, 可利用动量方程式

$$M_k(V_k - V_{k1}) = I_p - I_\phi \quad (72)$$

式中, M_k ——枪管及与其相联接的各部分(机匣)的质量;

V_k, V_{k1} ——在所研究的运动期内机匣的末速和初速;

I_p ——沿枪膛軸綫方向作用于枪管上的膛内火药气体压力冲量;

I_ϕ ——作用于气室前壁上的火药气体压力冲量。

冲量 I_p 和 I_ϕ 的作用表示于图 36 中。茲将各时期内的冲量 I_p 和 I_ϕ 的表达式引述如下。

在第一时期内(到彈丸通过导气孔时为止)作用于膛底的火药气体压力冲量为:

$$I_p = \frac{q + 0.5\omega}{g} v, \quad (73)$$

式中 q 和 ω ——彈丸重量和装药重量;

v ——在所研究瞬間的彈丸速度;

g ——重力加速度。

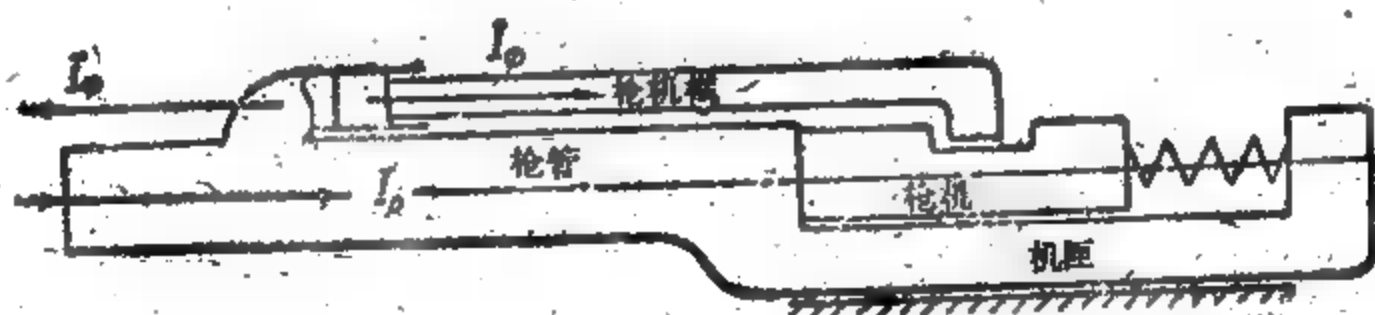


图36 火药气体压力冲量的作用略图。

在此时期内, 作用于气室前壁上的火药气体压力冲量等于零 $I_\phi = 0$, 因为气室内没有火药气体。

在第二时期内(由彈丸通过导气孔到彈丸飞出枪口瞬間)作

用于膛底的火药气体压力冲量为:

$$I_p = \frac{q + 0.5 \omega}{k} (v - v_{\phi}), \quad (74)$$

式中 v_{ϕ} ——弹丸在通过导气孔时的速度;

v ——弹丸的存速。

在此时期内, 作用于气室前壁上的火药气体压力冲量可取其等于作用在活塞上的火药气体压力冲量

$$I_{\phi} = s_n i_0 k_v,$$

式中 s_n ——活塞横断面面积;

i_0 ——膛内火药气体压力的单位冲量(参看82页);

k_v ——取决于时间的系数, 根据图解确定之(图32)。

在第三时期内(火药气体后效时期), 作用于膛底的火药气体压力冲量, 在考虑到枪口装置的作用时, 可以表示为:

$$I_p = \frac{\beta - 0.5 \omega v_0 \mu}{k} [1 - e^{-A(t-t_0)}], \quad (75)$$

式中 β ——火药气体作用系数;

μ ——表示枪口装置作用效能的系数(枪口装置特征数);

v_0 ——弹丸初速;

e ——自然对数的底;

A ——系数(参看47页);

t_0 ——弹丸在膛内的运动时间;

t ——由弹丸开始运动时算起的时间。

在此时期内作用在气室前壁上的火药气体压力冲量可表示为:

$$I_{\phi} = s_n i_0 (k_v - k_{v2}), \quad (76)$$

式中 k_{v2} ——弹丸飞出枪管瞬间的系数 k_v 之值, 此系数随时间而变化;

k_v ——在任意瞬间的系数 k_v , 此系数随时间而变化。

采用这个公式是基于这样的假定: 在气室内火药气体压力的作用下, 机匣和自动机活动部分所获得的动量增量相等。

利用求压力冲量的表达式，并把它們代入 (72) 式中，便可求出每个时期的速度計算式：

对于第一时期

$$V_{\kappa} = \frac{q + 0.5\omega}{Q_{\kappa}} v + V_{\kappa 0}; \quad (77)$$

对于第二时期

$$V_{\kappa} = V_{\kappa 1} + \frac{q + 0.5\omega}{Q_{\kappa}} (v - v_{\phi}) - \frac{\pi l_0 g}{Q_{\kappa}} k_v, \quad (78)$$

式中 $V_{\kappa 1}$ ——彈丸通过导气孔时 (当 $v = v_{\phi}$ 时) 机匣的速度；

对于第三时期

$$V_{\kappa} = V_{\kappa 2} + \frac{(\beta - 0.5)\omega v_{012}}{Q_{\kappa}} [1 - e^{-A(t-t_0)}] - \frac{\pi l_0 g}{Q_{\kappa}} (k_v - k_{v2}), \quad (79)$$

式中 $V_{\kappa 2}$ ——机匣在彈丸飞出枪管瞬間的速度。

机匣的位移可根据下列关系式进行計算：

$$x_{\kappa} = x_{\kappa 0} + \int_{t_0}^t V dt,$$

式中 $x_{\kappa 0}$, x_{κ} ——在所研究的时期內，机匣的初始位移和現有位移。

把求速度的表达式代入上式中，积分后便得各时期的位移表达式：

对于第一时期

$$x_{\kappa} = x_{\kappa 0} + \frac{q + 0.5\omega}{Q_{\kappa}} l + V_{\kappa 0} t; \quad (80)$$

式中 $x_{\kappa 0}$ ——机匣在彈丸开始运动时的位移；

t ——由彈丸起動瞬間算起的时间；

l ——在所研究的瞬間以前，彈丸在膛內的行程长度；

对于第二时期

$$x_{\kappa} = x_{\kappa 1} + V_{\kappa 1} (t - t_{\phi}) + \frac{q + 0.5\omega}{Q_{\kappa}} [l - l_{\phi} - v_{\phi} (t - t_{\phi})] - \frac{\pi l_0 g b}{Q_{\kappa}} k_v, \quad (81)$$

式中 $x_{\kappa 1}$, $V_{\kappa 1}$ ——彈丸通过导气孔时机匣的位移和速度；

t_{ϕ} ——从彈丸起動到彈丸通过导气孔的时间；

t ——由彈丸起動瞬間算起的时间；

l_{ϕ} ——彈丸运动到导气孔时所经历的路程；

v_{ϕ} ——彈丸通过导气孔时的速度；

b ——系数（参看 82 頁）；

k_x ——取决于时间的系数（参看 33 图）。

对于第三时期

$$x_{\kappa} = x_{\kappa 2} + V_{\kappa 2}(t - t_0) + \frac{(\beta - 0.5) \omega v_0 l_{\phi}}{M_{\kappa} R \cdot t} [A(t - t_0) + e^{-A(t - t_0)} - 1] - \frac{s_{\Pi} l_0 b}{M_{\kappa}} \left[k_x - k_{x2} - \frac{k_{x2}(t - t_0)}{b} \right], \quad (82)$$

式中 $x_{\kappa 2}$ 、 $V_{\kappa 2}$ ——机匣在彈丸飞出枪管时的位移和速度；

k_{x2} ——在彈丸飞出枪管瞬間系数 k_x 之值，此系数随时间而变化。

下面来研究一个例子。求某导气式武器的枪管及与其相联接的各部分在自由后座时的运动特征量。

假設已知表中所列諸元：

q (克)	ω (克)	l_{ϕ} (毫米)	L (毫米)	v_{ϕ} (米/秒)	t_{ϕ} (秒)	b (秒)	A (1/秒)	α	μ
9.6	3.25	377	560	760	0.0012	0.00094	1100	2	1.1

β	l_0	M_{κ}	M_p	s_{Π}	s	v_0	t_0
	(公斤·秒) 厘米 ²	(公斤·秒 ²) 米	(公斤·秒) 米	(厘米 ²)	(厘米 ²)	(米) 秒	(秒)
1.59	0.84	1.325	0.081	1.13	0.475	840	0.00145

除了以前所讲过的符号以外，在表中还列有下列符号：

α ——表示气室内火药气体压力作用效能的系数（見 86 頁）；

p_x ——彈丸飞出枪口瞬間的膛压；

M_{κ} 和 M_p ——整个武器的质量（枪机框除外）和枪机框的质量；

s_n 和 s —— 活塞横断面面积和枪膛横断面面积。

假设当弹丸在膛内开始运动时，整个武器的速度为 $V_{x0} = 0$ 。

1) 求武器在弹丸通过导气孔时的速度

$$V_{x1} = \frac{q + 0.5\omega}{(M_x + M_p)g} v_p + V_{x0} = 0.62 \text{ 米/秒。}$$

2) 求武器在弹丸飞出枪管时的速度

$$V_{x2} = V_{x1} + \frac{q + 0.5\omega}{M_{x2}} (v_0 - v_p) - \frac{s_n l_0}{M_x} k_r$$

式中的系数 k_r 是根据比例 $\frac{t_0 - t_p}{b}$ 由图解 (图32) 中求出的。

利用图解可查出 $k_r = 0.04$ 。

于是得 $V_{x2} = 0.67 \text{ 米/秒。}$

3) 武器在后效期内的速度公式为:

$$V_x = V_{x2} + \frac{(\beta - 0.5)\omega v_0 \mu}{M_{x2}} [1 - e^{-A(t-t_0)}] - \frac{s_n l_0}{M_x} (k_r - k_{r2})。$$

假设要确定武器在时间为 $t = 0.0044$ 秒时的运动特征量。我们得 $t - t_p = 0.0032$ 秒。对于这个时间，按图解 (图32) 求出 $k_r = 0.8$ ，将此数值代入上式中，便得 $V_x = 0.4 \text{ 米/秒。}$

4) 求武器在弹丸通过导气孔时的位移 ($x_0 = 0$)

$$x_{x1} = x_0 + \frac{q + 0.5\omega}{(M_x + M_p)g} l_0 - V_{x0} t_p$$

$$x_{x1} = 0.8 \text{ 毫米。}$$

5) 求武器在弹丸飞出枪管时的位移

$$x_{x2} = x_{x1} + V_{x1}(t_0 - t_p) + \frac{q + 0.5\omega}{M_{x2}} [L - l_0 - v_p(t_0 - t_p)] - \frac{s_n l_0}{M_x} k_{r0}$$

对于时间 $t_0 - t_p$ ，根据图解 (图33) 求得

$$k_{r0} = 0.004,$$

于是

$$x_{x2} = 0.5 \text{ 毫米。}$$

6) 求武器在后效期内当时间为 $t = 0.0044$ 秒时的位移

$$x_x = x_{x2} + V_{x2}(t - t_0) + \frac{(\beta - 0.5)\omega v_0 \mu}{M_{x2}} [A(t - t_0) + e^{-A(t-t_0)} - 1] - \frac{s_n l_0}{M_x} [k_r - k_{r0} - \frac{k_{r2}(t-t_0)}{b}]。$$

对于时间 $t = t_0$, 根据图解 (图 33) 求得 $k_x = 1.2$ 。

于是可求出 $x_x = 2$ 毫米。

把上述计算结果记入下表:

特 征 瞬 间	t (秒)	Γ_x (米/秒)	x_x (毫米)
弹丸起始运动	0	0	0
弹丸通过气孔	0.0012	0.62	0.3
弹丸由枪管飞出	0.00145	0.67	0.5
后效期	0.0044	0.4	2

第二章 自动机各部分在弹簧作用下的运动

§1 自动武器中单个零件在弹簧作用下的运动

在自动武器各机构中，基础构件（枪管、枪机、枪机框、有时甚至整个武器）经常是在各种弹簧作用下运动的。

在自动武器中，最简单的运动情况是一个质量为 M 的物体在一根弹簧作用下的直线平移运动（图37）。



图37 物体在弹簧作用下的运动略图。

研究这个物体的运动时，会产生一系列的问题，其中首先是弹簧圈本身运动的计算问题。

弹簧的各个圈以不同的速度运动，与运动的物体相联的一节圈的运动速度与该物体的速度相同；与固定支圈相联的一节圈处于静止状态，中间各个圈，则有不同的速度，其速度大小决定于圈离运动物体的距离、该物体的速度以及附加的纵向振动。

在近似地计算弹簧的运动时，可以不考虑弹簧圈的振动，而认为弹簧中各个圈在任一瞬间的速度沿弹簧的长度上按线性

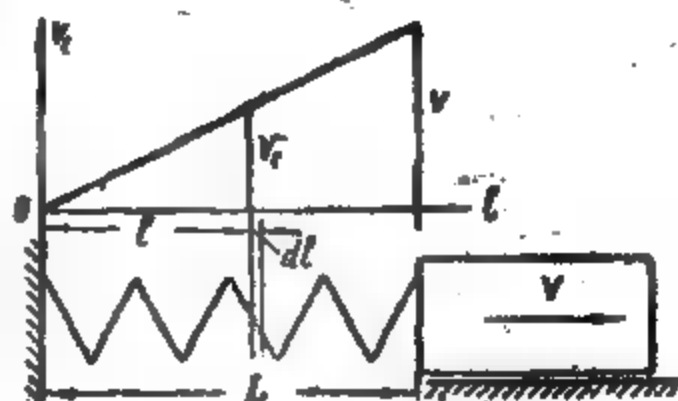


图38 弹簧圈的运动略图。

规律分布(图38)。

根据这个假设,距支撑面为 l 的弹簧圈的速度可用下式表示:

$$V_l = V \frac{l}{L},$$

式中 V ——物体在弹簧作用下的运动速度;

L ——整个弹簧的长度。

设弹簧是均质的,则对弹簧单元长度 dl 的质量 dm ,可以写出下列比例式:

$$\frac{dm}{m} = \frac{dl}{L},$$

式中 m 是整个弹簧的质量。

在研究自动机各活动部分的运动时,最常用的是动能方程式。在这种情况下,应当这样考虑弹簧的运动:使某一具有虚拟质量 M_{np} 的物体的动能,等于质量为 M 的物体的动能与质量为 m 的弹簧的动能之和。

质量为 dm 长度为 dl 的任一单元弹簧,其动能可写为:

$$dE_l = \frac{dm V_l^2}{2}.$$

如果将这个单元质量转化到在弹簧作用下运动的物体上去,则该单元的动能将为

$$dE = \frac{dm_{np} V^2}{2}.$$

令 dE_l 和 dE 之值相等,可得

$$\frac{dm}{2} V_l^2 = \frac{dm_{np}}{2} V^2.$$

由此求出

$$dm_{np} = dm \frac{V_l^2}{V^2}.$$

将前面所得的 V_l 和 dm 的表达式代入,得:

$$dm_{np} = \frac{ml^2 dl}{L^3}.$$

整个弹簧的换算质量遂为:

$$m_{np} = \int_0^L dm_{np} = \int_0^L \frac{m l^2 dl}{L^3} = \frac{m}{3}。$$

因此，在計算时，为了考虑彈簧的运动，必須把在彈簧作用下运动的物体的质量加上三分之一的彈簧质量，而把运动作为质量为 $M_{np} = M + \frac{1}{3}m$ 的物体在沒有质量的彈簧作用下的运动来研究。

自动机活动部分在彈簧作用下运动的实际情况中，彈簧的质量一般比自动机活动部分的质量小得多。

因而可以利用計算彈簧运动的近似方法，在計算自动机活动部分在彈簧作用下的运动时，把三分之一的彈簧质量加在活动部分的质量上，以后就认为彈簧是沒有质量的运动体。

我們在研究受彈簧作用的物体的运动时，用 M 表示物体的质量，其中包括三分之一的彈簧质量，这时，就可以不考虑彈簧的运动。如果忽略彈簧变形时损失的机械能量，并认为在彈簧作用下运动的物体只受彈簧力 Π 的作用，而此彈簧力 Π 又与物体的位移（或座标 x ）成线性函数关系，則其运动情况，可以用下列微分方程式表示之：

$$M\ddot{x} + \eta(x + f_0) = 0, \quad (1)$$

式中 M ——考虑到彈簧质量时的物体质量；

x ——物体的位移或座标；

η ——彈簧的刚度；

f_0 ——彈簧預压量。

取 $y = x + f_0$ 代替自变量 x ，微分方程式 (1) 就变为：

$$M\ddot{y} + \eta y = 0。$$

这个微分方程式的解可以写成下面的形式

$$y = a \sin(pt + k)。 \quad (2)$$

对時間微分上式，并除以 p ，得：

$$\frac{\dot{y}}{p} = \frac{x}{p} = \frac{v}{p} = a \cos(pt + k), \quad (3)$$

式中 a 和 k ——根据起始条件求出的积分常数;

p ——振动的圆周频率 ($p = \sqrt{\frac{n}{M}}$);

如在起动瞬间 ($t = 0$ 时) $y = 0$, $V = V_0$, 则 $k = 0$, $a = \frac{V_0}{p}$ 。

如在起动瞬间 ($t = 0$ 时) $y = y_0$, $V = V_0$, 则

$$k = \operatorname{arctg} \frac{y_0 p}{V_0}; \quad (4)$$

$$a = \sqrt{y_0^2 + \frac{V_0^2}{p^2}}. \quad (5)$$

方程式 (2) 与 (3) 的左边是矢径 a 在座标轴上的投影, 其几何关系如图 39 所示。

图 39 左边的图解给出 y 、 t 和 V 的关系, 时间 t 与矢径的极角成正比, 而座标 y 和速度 V 与矢径 a 在座标轴上的投影成正比。

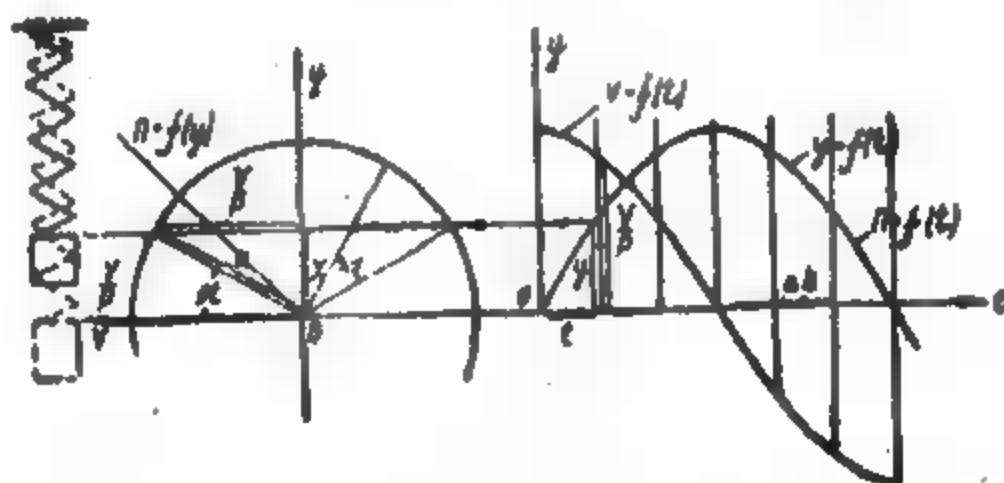


图39 不考虑机械能量的损失时, 物体在弹簧作用下运动的图解研究 ($t = 0$ 时 $y = 0$)。

这样就易于以直角坐标系表示 $y = f(t)$ 和 $V = f(t)$ 的关系, 如图 39 中的右图所示。

用图解的方法转换这种关系, 可用直线表示矢径的极角, 就是在 $y = f(t)$ 和 $V = f(t)$ 图解的横座标轴上, 截取一定长度的线段 Δh 表示极角的每一微增量 $\Delta \alpha$ 。

$\Delta \alpha$ 和 Δh 之间有 $\Delta h = \frac{\Delta \alpha}{p a_1}$ 的关系, 式中 a_1 为 $y = f(t)$ 和 $V = f(t)$ 两图的时间比例尺。

应该指出，所作的 $x = f(t)$ 的图解也就是 $\Pi = f(t)$ 的图解；这就是说，这个图给出弹簧所受负荷随时间变化的关系（比例尺不同）。如果图上的时间 t 以比例尺 α_t 标出，则速度 V 和负荷 Π 的比例尺将分别为

$$\alpha_v = \rho \alpha_x; \quad \alpha_{\Pi} = \eta \alpha_x.$$

图 39 是当 $t = 0$ 时 $y = 0$ 和 $V = V_0$ 的情况下， $y = f(t)$ 和 $V = f(t)$ 的图解求法。

在任一瞬间 t ， y 和 V 的值都可以从这些图上求出，其关系如图上的箭头所示。在这里，速度 V 的数值可以用两种方法求出：由图 $V = f(t)$ 查出，或由左图的 $y = f(t)$ 和 $V = f(x)$ 查出。

图 40 的作法与图 39 相同，但起始条件为 $t = 0$ 时 $y = f_0 = y_0$ 和 $V = V_0$ 。

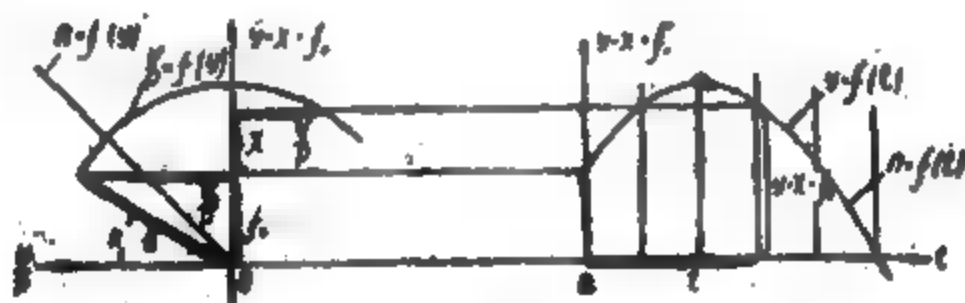


图40 不考虑机械能量的损失时，物体在弹簧作用下运动的图解研究（ $t = 0$ 时 $y = f_0$ ）。

移动座标原点，就可以把纵座标换为 $x = y - f_0$ （图 41）。这时，图 $x = f(t)$ 将以另一比例尺给出弹簧力与时间的关系 $\Pi - \Pi_0 = f(t)$ 。式中 Π 和 Π_0 为弹簧力的存值和初始值。

当物体上除了受弹簧力的作用外，还有常量摩擦力的作用时，也可以采用上述图解分析法研究物体的运动。



图41 不考虑机械能量损失时，物体在弹簧作用下运动的图解研究（ $t = 0$ 时 $x = 0$ ）。

在这种情况下，其运动微分方程式将为：

$$M\ddot{x} + \eta(x + f_0) \pm R = 0, \quad (6)$$

式中 R 为方向与速度方向相反的常量摩擦力，这个方程式可以写为：

$$M\ddot{y} + \eta y = 0, \quad (7)$$

式中 $y = x + f_0 \pm \frac{R}{\eta} = x + f'_0$;

$f'_0 = f_0 \pm \frac{R}{\eta}$ —— 弹簧的虚拟预压量。

方程式 (7) 指出：常量阻力的作用只可能影响弹簧的预压量或预压内力的计算值。

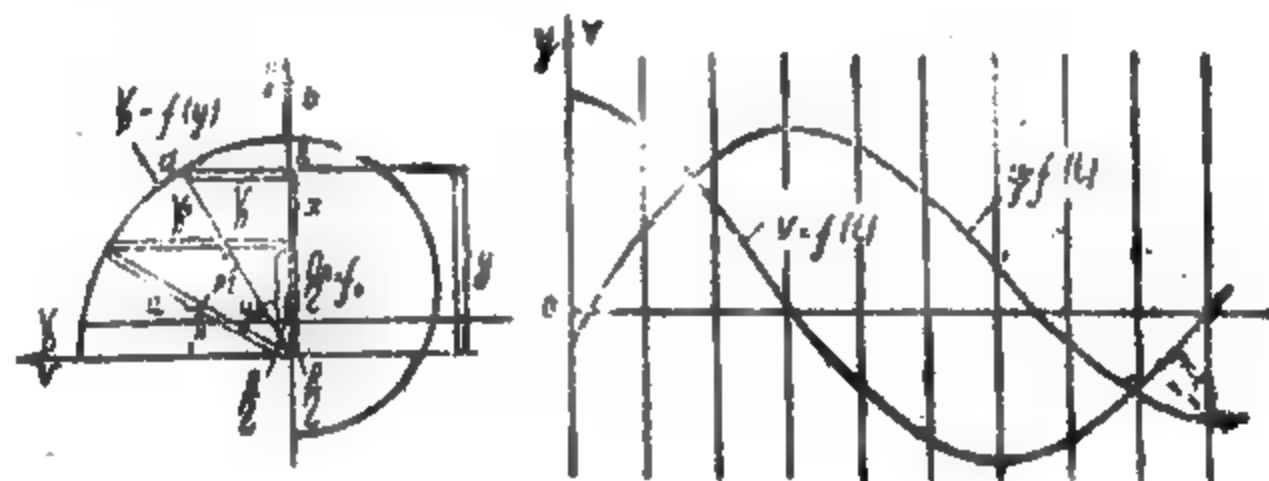


图42 有常量摩擦力时，物体在弹簧作用下运动的图解研究。

图42是物体在弹簧力 Π 和常量摩擦力 R 的作用下运动的图解。根据简单的几何关系，可以从这些图解中求出下列运动特征量的解析式：

$$V = \dot{y}(t); \quad y = f(V); \quad t = f(y); \quad t = \dot{f}(V)。$$

例如，利用毕达哥拉氏定理，可以由直角三角形 O_1db ，求出在压缩弹簧时 $V = f(y)$ 的表达式：

$$a^2 = \frac{V^2}{\rho^2} + y^2, \quad \text{但是 } a^2 = \frac{V_0^2}{\rho^2} + y_0^2。$$

将 a 和 ρ 之值代入，并作简单换算，便得：

$$V = \sqrt{V_0^2 - (y^2 - y_0^2) \frac{\eta}{M}}。$$

从几何关系还可以得到物体在弹簧作用下运动的其他表

达式。

这些公式为:

$$y=f(t); V=f(t);$$

$$y = a \sin(pt + k), \quad (8)$$

$$V = ap \cos(pt + k), \quad (9)$$

$$a = \sqrt{y_0^2 + \frac{V_0^2}{p^2}}, \quad (10)$$

$$k = \arctg \frac{y_0 p}{V_0}; \quad (11)$$

$$V = f(y); y = f(V);$$

$$V = \sqrt{V_0^2 - (y^2 - y_0^2) \frac{\eta}{M}}, \quad (12)$$

$$y = \sqrt{y_0^2 - \frac{V^2 - V_0^2}{p^2}}, \quad (13)$$

$$t = f(y); t = f(V);$$

$$t = \frac{1}{p} \left(\arcsin \frac{y}{a} - \arcsin \frac{y_0}{a} \right); \quad (14)$$

$$t = \frac{1}{p} \left(\arccos \frac{V}{ap} - \arccos \frac{V_0}{ap} \right). \quad (15)$$

在某些情况下, 把关系式 $V = f(x)$ 写成下列形式, 应用较为方便:

$$V = \sqrt{V_0^2 - \left(\frac{\Pi_0 + \Pi \pm 2R}{M} x \right)^2}. \quad (16)$$

将下列各式

$$y = \frac{\Pi \pm R}{\eta};$$

$$y_0 = \frac{\Pi_0 \pm R}{\eta};$$

$$y - y_0 = x$$

代入 $V = f(y)$ 的表达式, 即可得此公式,

式中 Π_0 ——弹簧的预压内力;

Π ——在所研究的运动路段末, 弹簧的压缩内力。

为了求出物体在弹簧作用下的运动时间，可以利用下列近似公式：

a) 弹簧伸张时

$$t = \frac{\lambda}{V_0 + \alpha(V - V_0)}; \quad (17)$$

б) 弹簧压缩时

$$t = \frac{\lambda}{V + \alpha(V_0 - V)}; \quad (18)$$

式中 λ ——物体在弹簧作用下的位移；

V_0, V ——物体在运动路段上的初速和末速；

α ——决定于路段 λ 的起点和终点上弹簧内力之比值的常数，其关系可由图 43 查出，或用下式计算

$$\alpha = 0.14 \left(1 - \frac{\Pi_{\min}}{\Pi_{\max}} \right) + 0.5 \bullet,$$

式中 Π_{\min}, Π_{\max} ——在所研究的运动路段上弹簧的最小内力和最大内力。

利用 (17) 和 (18) 要比利用 (14)、(15)、(16) 简单得多。在通常所遇到的实际情况中，根据公式 (17) 和 (18) 算出的结果与根据公式 (14) 和 (15) 算出的结果相差不会大于 1~2%。

利用公式 (8~18) 可以求出物体在弹簧作用下运动的全部运动特征量。这些公式无论在弹簧压缩或伸张时都可应用，利用这些公式来研究自动机活动部分在弹

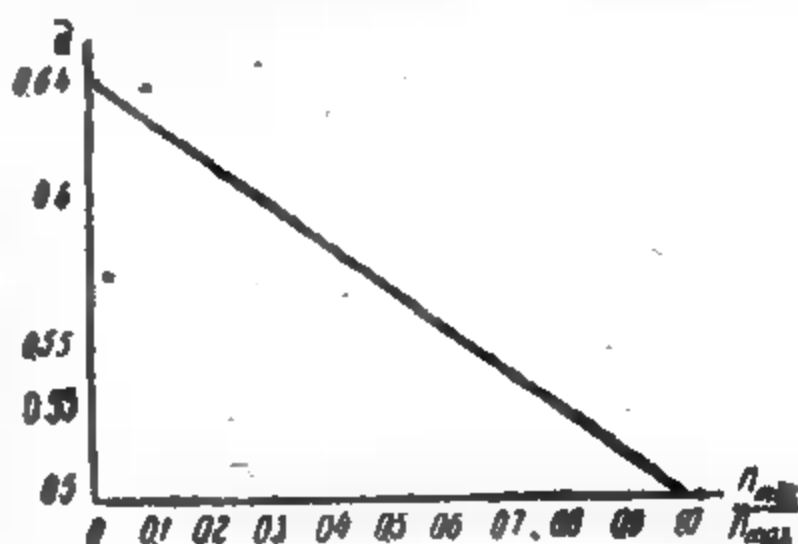


图43 决定运动时间的图解。

● 此式与原书有出入，原书为 $\alpha = 0.64 \left(1 - \frac{\Pi_{\min}}{\Pi_{\max}} \right)$ ，后一式不甚精确。

簧作用下的运动时，应当记住：在弹簧压缩时，速度的符号为(+)；弹簧伸张时，速度的符号为(-)。

上述表示物体在弹簧作用下运动的各个特征量之间的关系曲线，可用来解出自动机活动部分的运动特征量。

在所有情况下研究物体在弹簧作用下的运动时，都必须知道下列各常数：弹簧的预压量 f_0 或弹簧的预压内力 Π_0 ，弹簧刚度 η ，起始座标 x_0 和初速 V_0 ，在弹簧作用下运动的物体的质量 M_0 ，弹簧的质量 m ，运动时产生的摩擦力 R 。

有了这些数据以后，问题就归结为决定运动物体的座标 x ，运动时间 t ，和运动速度 V 等三个量中的任意两个。

兹举例以说明之。假设要研究自动机活动部分在压缩复进簧时的直线平移运动，其已知数据如下：

Π_0	η	x_0	V_0	M_0	m	R
公斤	公斤/米	米	米/秒	公斤·秒 ² /米	公斤·秒 ² /米	公斤
3	50	0.010	4	0.193	0.02	0.3

利用这些数据，求出：

$$f'_0 = \frac{\Pi_0 + R}{\eta} = 0.066 \text{ 米；}$$

$$M = M_0 + \frac{1}{3} m = 0.2 \text{ 公斤·秒}^2/\text{米；}$$

$$p = \sqrt{\frac{\eta}{M}} = 15.8 \frac{1}{\text{秒}}；$$

$$y_0 = f'_0 + x_0 = 0.076 \text{ 米；}$$

$$a = \sqrt{y_0^2 + \frac{V_0^2}{p^2}} = 0.264 \text{ 米；}$$

$$k = \arctg \frac{y_0 p}{V_0} = 0.291。$$

例如，要求出当时时间为 $t = 0.031$ 秒时的速度 V 和座标 x ，就必须运用下列公式：

$$y = a \sin(pt + k) = 0.186 \text{ 米，}$$

$$V = ap \cos(pt + k) = 2.96 \text{ 米/秒}。$$

由此可得 $x = y - f'_0 = 120$ 毫米。

为了求出当座标为 $x = 120$ 毫米时的运动时间 t 和速度 V ，就必须运用下列公式：

$$t = \frac{1}{p} \left(\arcsin \frac{y}{a} - \arcsin \frac{y_0}{a} \right) = 0.031 \text{ 秒}，$$

$$V = \sqrt{V_0^2 - (y^2 - y_0^2) \frac{\eta}{M}} = 2.96 \text{ 米/秒}。$$

如果要求出当 $V = 2.96$ 米/秒时的运动时间 t 和座标 x ，就必须运用公式：

$$t = \frac{1}{p} \left(\arccos \frac{V}{ap} - \arccos \frac{V_0}{ap} \right) = 0.031 \text{ 秒}；$$

$$y = \sqrt{y_0^2 - \frac{V_0^2 - V^2}{p^2}} = 0.186 \text{ 米}；$$

$$x = y - f'_0 = 120 \text{ 毫米}。$$

假设自动机活动部分以速度 $V = 2.96$ 米/秒到达后方位罅，然后又以初速 $V_0 = -1.2$ 米/秒作复进运动。

对这种运动情况(弹簧伸张时)，可得：

$$f'_0 = \frac{P_0 - R}{\eta} = 0.054 \text{ 米}；$$

$$y_0 = f'_0 + x_0 = 0.174 \text{ 米}；$$

$$x_0 = 0.120 \text{ 米}；$$

$$e = \sqrt{y_0^2 + \frac{V_0^2}{p^2}} = 0.19 \text{ 米}；$$

$$k = \operatorname{arctg} \frac{y_0 p}{V_0} = 1.16。$$

如果要求出活动部分回到原来位置上 ($y = f'_0 + x_0 = 0.064$ 米) 的运动时间和此时的运动速度，就应当运用下列公式，

$$V = \sqrt{V_0^2 - (y^2 - y_0^2) \frac{\eta}{M}}，$$

$$t = \frac{1}{p} \left(\arcsin \frac{y}{a} - \arcsin \frac{y_0}{a} \right)。$$

将数值代入这些公式中，可得

$$V = -2.83 \text{ 米/秒};$$

$$t = 0.052 \text{ 秒}.$$

这个例子也可以用图解法求解。为此，必须给定作图的比例尺 α_x (取 $\alpha_x = 0.005$ 米/毫米)，然后求出 $\frac{V_0}{p}$ 的值。在本例中，当弹簧压缩时

$$\frac{V_0}{p} = \frac{4}{15.8} = 0.253 \text{ 米}.$$

然后按选定的比例尺，截取 $f'_0 + x_0$ 和 $\frac{V_0}{p}$ ，如图 44 所示。很明显，表示 $f'_0 + x_0$ 和 $\frac{V_0}{p}$ 的线段分别为：

$$Od = \frac{f'_0 + x_0}{\alpha_x} = 15.2 \text{ 毫米};$$

$$ed = \frac{V_0}{p\alpha_x} = 50.6 \text{ 毫米}.$$

截取线段 Od 和 ed ，然后以 O 为圆心，过 e 点作一圆弧 eb 。

进一步的图解要看给定的数值而定。如果要求从给定的坐标 x 求运动的时间 t 和此时的运动速度，则需要在纵座标轴上按比例截取 x ($dc = \frac{x}{\alpha_x}$)，并自线段端点 (c 点) 画一水平直线与圆弧 eb 相交于 b 点。

量出所得的线段 bc 的长度，乘以比例尺 α_x ，即得 $\frac{V}{p}$ 的值；量出角度 eOb ，便得 pt 之值。

在本例中 $bc = 37.2$ 毫米， $\angle eOb = 28^\circ = 0.49$ 弧度。

因此 $\frac{V}{p} = bc \cdot \alpha_x = 0.185 \text{ 米}$

和 $V = 0.185 \times p = 0.185 \times 15.8 = 2.94 \text{ 米/秒}.$

另一方面， $pt = 0.49$ ，所以

$$t = \frac{0.49}{p} = 0.031 \text{ 秒}.$$

如果需知运动 t 秒以后物体的座标 x 和此时的速度 V ，就必须要在 (图 44) 上量取角度 $\angle eOb = pt$ ，并由 b 点作一水平直线，得出线段 bc 和 cd ，线段 bc 和 cd 即按所取比例尺 α_x 表示 $\frac{V}{p}$ 和 $x - x_0$ 之值。

最后，如果要求求出速度为 V 时的运动时间 t 和座标 x ，就必须在距纵座标 y 为 $bc = \frac{V}{p\alpha_x}$ 处，作一垂直线 $q-q$ 与圆弧 bc 相交于 b 点，测得 $\angle eOb$ 和纵座标轴上的线段 cd ($\angle eOb = pt$, $cd = \frac{x-x_0}{\alpha_x}$)，利用这些数值便能求出时间 t 和座标 x 。

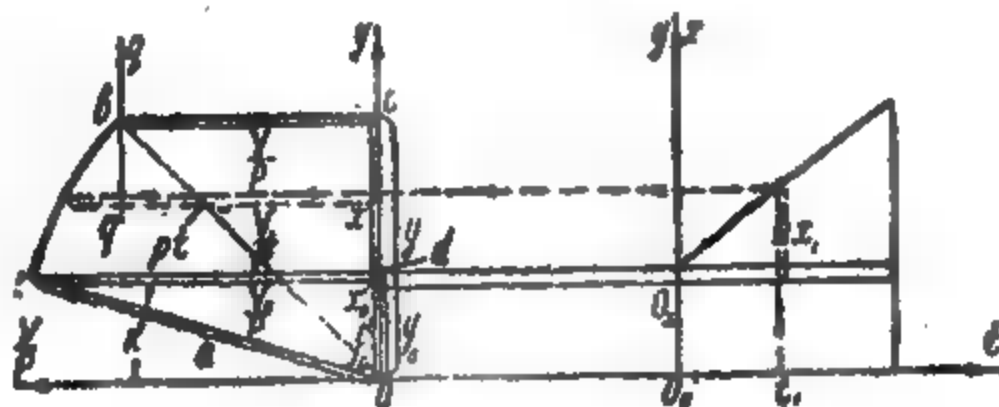


图44 弹簧压缩时的运动图解研究。

图44的右边是用前面叙述的方法作出的 $y = f(t)$ 和 $x = f(t)$ 的图。作图时取时间比例尺 $\alpha_t = 0.001$ 秒/毫米，这些图解使我们对座标 x 随时间 t 而变化的关系获得明确的概念，并易于求出任意瞬间的速度。例如，图44中附有箭头的虚线指出当时间为 t_1 时确定座标 x_1 和速度 V_1 的方法。用这种方法求不同瞬间的速度时，应注意：以比例尺 α_x 表示 $\frac{V}{p}$ 量的线段（例如线段 bc ），可以直接表示速度 V ，但其比例尺则为 $\alpha_v = p\alpha_x$ 。

图45示出图解法在研究活动部分复进运动（弹簧伸张）上的应用。在这种情况下作图法，原则上与前述方法相同。

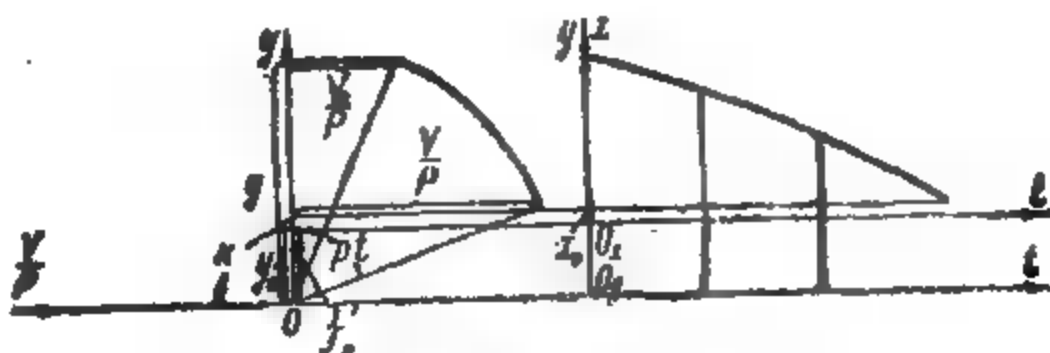


图45 弹簧伸张时的运动图解研究。

复进时（弹簧伸张时）活动部分的速度为负，因而把 $V = f(t)$

(y)的图安排在纵坐标的右方。在这种情况下弹簧的虚拟预压量 f_0 由于摩擦力的方向改变而减小。

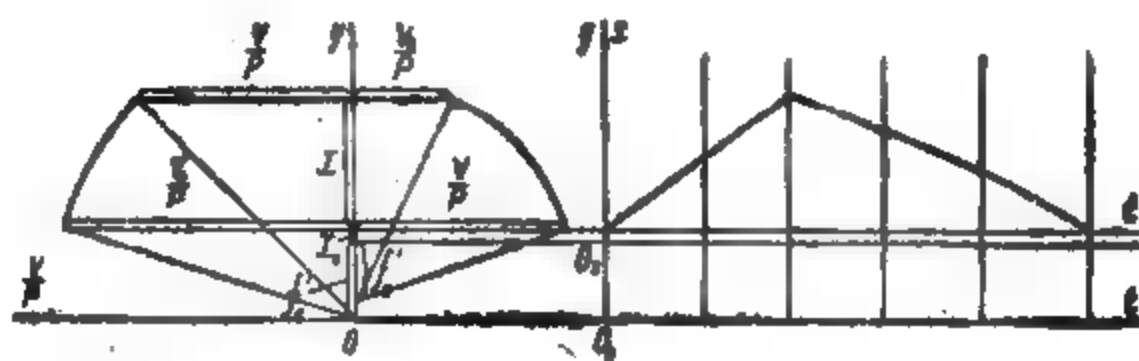


图46 弹簧压缩和伸张时的运动图解研究。

在研究自动机活动部分的后座和复进运动时，不能对弹簧压缩和伸张的情况分别作出两个图解。可把它们综合成一个图形(图46)。这样作图时，表示关系式 $x = f(x)$ 的图形清晰地说明自动机的工作，并可以与实验曲线相比较。

在前面的讨论中，曾假设弹簧变形时没有损失机械能量，而只考虑导轨上的摩擦力所引起的损失。实际上，试验研究的结果指出：弹簧变形时（压缩和伸张时）会损失机械能量。因此在弹簧作用下运动的物体即使不受摩擦力的作用，它在弹簧伸张后的动能经常要比压缩弹簧以前的动能小。

弹簧变形时，一部分机械能量由于内力做功而损失。因此，一部分机械能变成了热能。

因为在弹簧作用下运动的物体的动能，在很大程度上决定着弹簧变形的速度。所以，可以认为在任一瞬间，机械能量在单位时间内的损失都与物体的动能成正比。

这个假设可以用下面的解析式表示出来：

$$-dE = kTdt, \quad (19)$$

式中 E ——运动系统的全部机械能量；
 T ——在弹簧作用下运动物体的动能；
 t ——时间；
 k ——比例系数。

机械能 E 等于动能 T 和弹簧变形的势能 U 之和

$$E = T + U. \quad (20)$$

动能 T 可写为:

$$T = \frac{M\dot{x}^2}{2},$$

式中 M ——在弹簧作用下运动的物体的质量(考虑到弹簧质量);

x ——物体在任一瞬间的座标。

任一瞬间的弹簧势能可写为

$$U = -\frac{1}{2} H(f_0 + x) = -\frac{1}{2} \eta (f_0 + x)^2 = -\frac{1}{2} M p^2 (f_0 + x)^2, \quad (21)$$

因为 $H = \eta(f_0 + x)$

和 $p^2 = \frac{\eta}{M},$

式中 H ——任一瞬间的弹簧内力;

f_0 ——弹簧预压量 ($t = 0, x = 0$ 时);

p ——振动的圆周频率。

利用所得的 U 和 T 的表达式, 可得:

$$E = -\frac{M}{2} [p^2 (f_0 + x)^2 + \dot{x}^2]. \quad (22)$$

因而有:

$$-dE = -M[p^2 (f_0 + x) + \dot{x}] \dot{x} dt. \quad (23)$$

将 $-dE$ 和 T 式代入 (19) 式中, 得

$$M[p^2 (f_0 + x) + \dot{x}] \dot{x} dt = \frac{kM\dot{x}^2}{2} dt,$$

由此可得:

$$\dot{x} + \frac{k\dot{x}}{2} + p^2 (x + f_0) = 0.$$

为了进一步变换方便起见, 可取下式代替比例系数 k :

$$k = 4\mu.$$

此时得:

$$\dot{x} + 2\mu\dot{x} + p^2 (x + f_0) = 0 \quad (24)$$

或者换为新的自变量 $y = x + f_0$, 使得

$$\ddot{y} + 2\mu\dot{y} + p^2y = 0. \quad (25)$$

对于自动武器中任何弹簧的变形而言，微分方程式 (25) 的解都可写为：

$$y = ae^{-\mu t} \sin(\omega t + k),$$

式中 $\omega = \sqrt{p^2 - \mu^2}$ ——在弹簧变形时计算机械能量损失的条件下的振动的圆周频率；

a 和 k ——由起始条件决定的常数。

就上式对时间求导数，可得速度 $V = \dot{y}$ 的表达式：

$$V = a\omega e^{-\mu t} \cos(\omega t + k) - \mu a e^{-\mu t} \sin(\omega t + k).$$

考虑到 $a e^{-\mu t} \sin(\omega t + k) = y$ ，上式可以写为：

$$V = a e^{-\mu t} \omega \cos(\omega t + k) - \mu y$$

$$\text{或} \quad \frac{W}{\omega} = a e^{-\mu t} \cos(\omega t + k),$$

$$\text{式中} \quad W = \dot{y} + \mu y = V + \mu y.$$

因此，考虑到弹簧变形时的机械能损失时，物体在弹簧作用下的运动，可以用下面两个方程式来表示：

$$y = a e^{-\mu t} \sin(\omega t + k), \quad (26)$$

$$\frac{W}{\omega} = a e^{-\mu t} \cos(\omega t + k), \quad (27)$$

$$\text{式中} \quad W = \dot{y} + \mu y; \quad \omega = \sqrt{p^2 - \mu^2}; \quad \varphi = \sqrt{\frac{\eta}{M}}.$$

如果在 (26)、(27) 式中令 $a e^{-\mu t} = r$ ，这些方程式便可写为：

$$y = r \sin(\omega t + k), \quad (28)$$

$$\frac{W}{\omega} = r \cos(\omega t + k). \quad (29)$$

(28)、(29) 式的左边是动径 r 在坐标轴上的投影，动径 r 就是对数螺线的矢径：

$$r = a e^{-\mu t}. \quad (30)$$

这个矢径还可以用下列形式表示：

$$r = c e^{-\mu t (\omega t + k)}, \quad (31)$$

式中 $c = ce^{mt}$, $m = \frac{\mu}{\omega}$ 。

(30) 和 (31) 式是极坐标系中的对数螺旋线方程式。

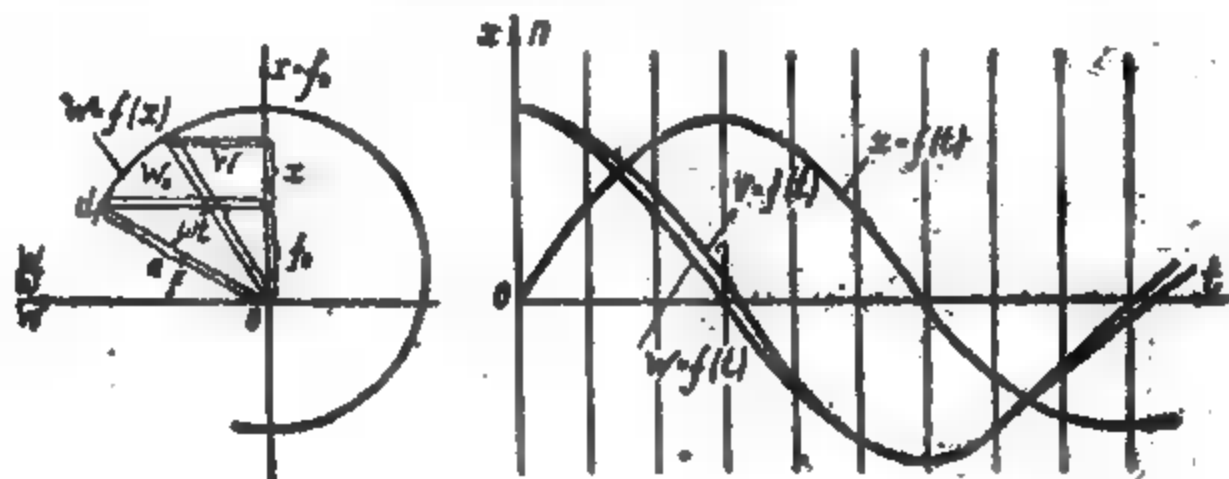


图47 计算弹簧变形的机械能量损失时的运动图解。

这个对数螺旋线决定于对数减幅系数 $m\pi$ 或 $\pi \frac{\mu}{\omega}$ 。应该记住，对数减幅系数为

$$\pi \frac{\mu}{\omega} = \ln \left| \frac{y_i}{y_{i+1}} \right|,$$

式中 y_i 和 y_{i+1} ——座标 y 对运动系统之静力平衡位置的两个相邻的最大偏移（一正一负）。

以上各公式的图解，如图47所示。

利用这些图，并考虑到当 $t = 0$ 时， $r = a$ ，可以由简单的几何关系求出 a 和 k 之值：

$$a = \sqrt{y_0^2 + \frac{W_0^2}{\omega^2}};$$

$$k = \arctg \frac{W_0 \omega}{W_0}.$$

利用 (26) 和 (27) 式，将 W 和 y 在 $t = 0$ 时的起始值代入，也能得到这些公式。

实际上，当 $t = 0$ 时，(26) 和 (27) 式变为：

$$y_0 = a \sin k,$$

$$\frac{W_0}{\omega} = a \cos k.$$

把这些方程式的左右两端相除，得

$$\operatorname{tg} k = \frac{y_0 \omega}{W_0},$$

由此

$$k = \operatorname{arctg} \frac{y_0 \omega}{W_0}.$$

取这些方程式两边的平方，然后相加，可得：

$$a^2 = y_0^2 + \frac{W_0^2}{\omega^2},$$

由此得

$$a = \sqrt{y_0^2 + \frac{W_0^2}{\omega^2}}.$$

以上各方程式中所含的 $\omega = \sqrt{p^2 - \mu^2}$ 在研究自动武器活动部分的运动时，都可以取为 $\omega = p$ ，因为在表达式

$$\omega = p \sqrt{1 - \frac{\mu^2}{p^2}}$$

中的 $\frac{\mu^2}{p^2}$ 值小于 1，经常可以忽略不计。当导轨上有常量摩擦力作用时，可以用弹簧的虚拟预压量 $f'_0 = f_0 \pm \frac{R}{\eta}$ 代替实际预压量 f_0 来计算这些常量摩擦力的影响。

考虑到这些情况以后，前面所得的各式便可以改写为：

$$y = r \sin(pt + k),$$

$$\frac{W}{p} = r \cos(pt + k),$$

式中

$$r = ae^{-\mu t} = ce^{-\mu(pt+k)};$$

$$a = \sqrt{y_0^2 + \frac{W_0^2}{p^2}};$$

$$k = \operatorname{arctg} \frac{y_0 p}{W_0};$$

$$W = V + y\mu = \varphi + y\mu;$$

$$y = f'_0 + x;$$

$$f'_0 = \frac{H_0 \pm R}{\eta},$$

$$p = \sqrt{\frac{\eta}{M}};$$

$$m = \frac{\mu}{p}.$$

从这些公式的几何图形上来看，在计算弹簧变形的机械能量

損失時，我們也可以用圖解法來研究物體的運動，其方法與不計算彈簧變形的機械能量損失時所用的方法相似。

當計算彈簧變形的機械能量損失時，為了求出物體在彈簧作用下的運動特征量，必須：

1) 在直角坐標系 $W = f_0 + x$ 中 (圖 47, 左圖)，求出座標為 $W_0 = V_0 + \mu f_0$ 和 f_0 的 d 點，並從此點到座標原點作一直線。

2) 由 d 點起作一對數螺線，其減幅係數為 $\pi \frac{\mu}{\rho}$ 。

進一步解題的方法將視原始數據而定。

如果要求決定座標為 x 時的運動時間，就必須標出座標 x ，求出夾角 ρt ，從而決定時間 t 。

為了求出當時間為 t 時的座標 x ，就必須由 dO 線作一角度等於 ρt ，從而求出座標 x 。

其次，可以按照前面講過的類似的圖解解析法作出 $x = f(t)$ ； $W = f(t)$ 和 $y = f(t)$ 的圖解，然後再利用等式 $W = V + \mu y$ ，就可以作出 $V = f(t)$ 的圖解 (圖 47, 右圖)。

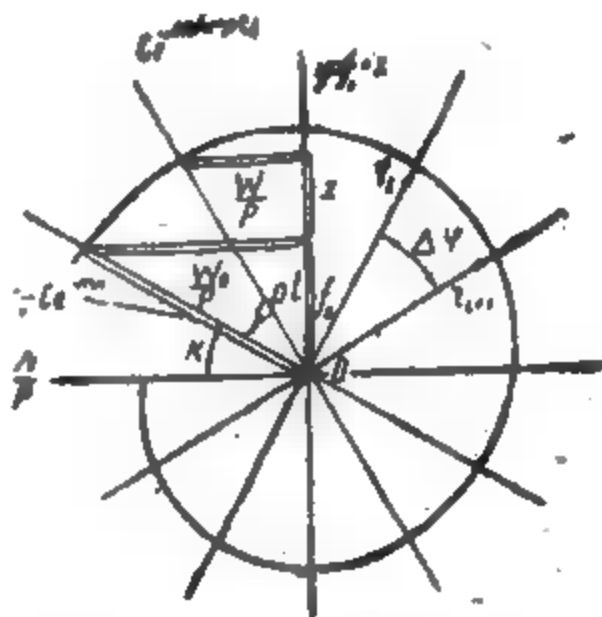


圖 48 對數螺線的作法。

對數螺線可以用下述方法作出：

1. 由座標原點 (O 點) 畫出若干輻線 (圖 48)，使相鄰兩輻線間的夾角都相等，並且使其中一輻線與對數螺線中決定於起始條件的矢徑相重合。

2. 沿座標軸標出起始矢徑的兩個投影 f_0 和 $\frac{W_0}{\rho}$ ，得出該矢徑 r_0 。

3. 求出矢徑沿各輻線變化的幾何級數比值，此比值表示相鄰兩矢徑 r_i 和 r_{i+1} 之比，其值為：

$$e^{-\mu \Delta \varphi} \text{ 或 } e^{-\pi \mu \frac{\Delta \varphi}{\rho}},$$

式中 $\Delta \varphi$ ——相鄰兩輻線間的夾角， r_i 和 r_{i+1} 即沿此二輻線截取；

$m\pi$ ——对数减幅系数。

在计算自动武器中单个零件在弹簧作用下的运动的公式中，为了计算机械能量的损失，曾引入系数 μ ，此系数可以用三种实验方法予以确定。

利用振动圆周频率的表达式

$$\omega = \sqrt{p^2 - \mu^2},$$

就可以求出系数 μ ，式中

$$p = \sqrt{\frac{\eta}{M}}.$$

■ 周频率 ω 与自由振动周期 T 的关系为

$$T = \frac{2\pi}{\omega}.$$

因此

$$\mu^2 = \frac{\eta}{M} - \frac{4\pi^2}{T^2}.$$

已知弹簧的刚度 η 和在此弹簧作用下运动的零件的质量 M 时，用实验方法测出自由振动周期 T ，就可以求出系数 μ 。

这个方法虽然很简单，但由于必须很精确的测定自由振动周期 T ，故不适用。

也可以利用对数减幅系数的概念来求系数 μ 。

前面已经举出过对数减幅系数的表达式：

$$\frac{\mu}{p} \pi = \ln \left| \frac{y_i}{y_{i+1}} \right|,$$

式中 y_i ; y_{i+1} ——与弹簧相联的物体的座标对静力平衡位置的相邻两最大正负偏移；

$$p = \sqrt{\frac{\eta}{M}},$$

式中 η ——弹簧刚度；

M ——在弹簧作用下运动的物体的质量（考虑了弹簧质量）。

利用对数减幅系数的表达式，用实验测定 y_i 和 y_{i+1} 的值，就可以求出系数 μ 。

在研究刚度不大的弹簧（例如复进簧）时，这个方法很适用。

根据对步兵自动武器单股复进簧的专门实验的结果，利用这种方法可以得出确定系数 μ 与弹簧刚度 η 和在弹簧作用下运动的物体的质量 M 之间的关系式如下：

$$\mu = \frac{0.016\sqrt{\eta}}{\sqrt[3]{M}},$$

式中 M 和 η 之值以公斤——米——秒为单位。

实验决定系数 μ 时，也可以利用 (27) 式。

如令 $t = 0$ 时 $y = x + f_0 = 0$ ，并假设 $\omega = p$ ，则 (27) 式可写为

$$\frac{dV}{dt} = ce^{-mpt} \cos pt,$$

式中

$$dV = V + \mu y.$$

利用此式，可以得出在 $y = 0$ 时两个相继的（在压缩弹簧前和伸张后）最大速度 V_i 、 V_{i+1} 的绝对值之比。

$$\left| \frac{V_i}{V_{i+1}} \right| = \left| \frac{ce^{-mpt}}{ce^{-m(p_i+\pi)}} \right|_{t=0} = e^{m\pi} = e^{\frac{\mu}{p}\pi}.$$

用实验测出 V_i 、 V_{i+1} 值，就可以求出系数 μ 。

对刚度系数大的弹簧（例如，缓冲簧），用这个方法确定系数 μ 是很合适的。

根据对自动武器缓冲簧的专门实验研究，利用这个方法求出系数 μ 的表达式如下：

$$\mu = \frac{6\sqrt[5]{\eta^6}}{10^6\sqrt[5]{M^4}},$$

式中 M ——撞击弹簧的物体的质量与三分之一的弹簧质量之和，单位为公斤·秒²/米；

η ——缓冲簧的刚度，单位为公斤/米。

上述计算弹簧变形时的机械能量损失的方法，在研究自动机活动部分在各种弹簧（复进簧或缓冲簧）作用下的运动时都可以应用。但是，计算或实验研究的经验证明：刚度较小的单股复进簧

变形时，机械能量的损失很小。所以研究自动机活动部分在单股复进簧作用下的运动时，可以认为 $\mu = 0$ ，而在计算时不考虑机械能量的损失。

刚度不大的多股复进簧，在变形时由于各股间的摩擦，常产生很大的机械能量损失。多股弹簧内各股间的摩擦功也可以用上述方法计算，但要预先用实验方法求出损失系数 μ 与弹簧刚度系数 η 、钢丝的股数 n ，以及在弹簧作用下运动的活动部分的质量之间的关系。

各种缓冲簧变形时，通常要损耗大量的机械能量（达 25~30%）。所以在研究自动机活动部分在缓冲簧作用下的运动特征量时，总是应估计可能损失的机械能量，必要时应当予以计算。

估计弹簧变形时可能产生的机械能量损失，而在某些情况下计算这些损失，可以应用下列近似方法。

如果将上面所得的方程式

$$\ddot{y} + 2\mu\dot{y} + p^2y = 0 \quad (82)$$

乘以质量 M ，便得：

$$M\ddot{y} + 2\mu M\dot{y} + \eta y = 0. \quad (83)$$

在 (83) 式中， $2\mu M\dot{y}$ 表示与速度成正比的可变阻力 R_v ，如果用速度的某一平均值 V_{cp} 来代替这个阻力中的系数——可变速度—— $\dot{y} = V$ ，则与速度成正比的平均阻力将为

$$R_v = 2\mu MV_{cp}.$$

在 (83) 式中用平均阻力代替 $2\mu M\dot{y}$ ，并将 $y = x + f_0$ 代入，便可得

$$M\ddot{x} + R_v + \eta(x + f_0) = 0$$

或

$$M\ddot{x} + \eta\left(x + f_0 + \frac{R_v}{\eta}\right) = 0.$$

引入弹簧虚拟预压量

$$f'_0 = f_0 + \frac{R_v}{\eta},$$

时，可得

$$M\ddot{x} + \eta(x + f'_0) = 0,$$

或者重新把自变量换为

$$y = x + f_0,$$

得

$$M\ddot{y} + \eta y = 0.$$

利用这些方程式，可以用前面讲过的方法（当 $\mu = 0$ 时）研究自动机活动部分的运动。

在这种情况下，我们是引用阻力 R_v 来计算弹簧变形时的机械能量损失，从阻力 R_v 的大小也可以判断这些损失的大小。

在 R_v 力的表达式中，平均速度 V_{cp} 可以取为：

$$V_{cp} = \frac{V_1 + V_2}{2},$$

式中 V_1 和 V_2 —— 在弹簧作用下运动的自动机活动部分在所研究的路段 x 上的初速和末速。

现在让我们根据前例所给的数据估计一下在压缩弹簧时可损失的机械能量。

$$R_v = 2M\mu V_{cp}.$$

取

$$\mu = \frac{0.016\sqrt{\eta}}{\sqrt{M}},$$

得

$$R_v = 0.032\sqrt{\eta}\sqrt{M}V_{cp}.$$

将 $\eta = 50 \frac{\text{公斤}}{\text{米}}$ ； $M = 0.2 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}$ 代入，可得

$$R_v = 0.032\sqrt{50}\sqrt{0.2}V_{cp} \approx 0.13V_{cp} \text{ (公斤)},$$

但

$$V_{cp} = \frac{4 + 2.96}{2} = 3.48 \text{ 米/秒}.$$

因此

$$R_v = 0.13 \times 3.48 = 0.45 \text{ 公斤}.$$

显然，在这种情况下的阻力 R_v 很小，因而就可以完全不考虑它，或者利用上述近似方法计算。

如果弹簧刚度 η 增大 1000 倍，阻力 R_v 对运动的影响就可能很显著。

实际上，当弹簧刚度很大时，采用：

$$\mu = \frac{6 \cdot 10^5 \sqrt{\eta^6}}{10^6 \sqrt{M \Delta}}$$

这时

$$R_p = \frac{12 \sqrt{\eta^6} \sqrt{M}}{10^5} V_{cp0}$$

将式中各量的数值代入可得

$$R_p = 13.5 \text{ 公斤。}$$

§2 自动武器中与弹簧相联接的零件，在承受按任意规律随时间而变化的力作用时的运动

本节要研究自动武器各零件在这样一种情况下的运动，在这些零件上不仅有弹簧力的作用，而且还受有按任意规律随时间而变化的力的作用。枪机、枪管和枪机框在复进簧的作用下同时又受有火药气体压力的作用时的运动，就是这样一种情况的运动。受缓冲簧作用的非自动武器的整个枪身，在受到火药气体压力作用时的运动，也是这样一种情况的运动。

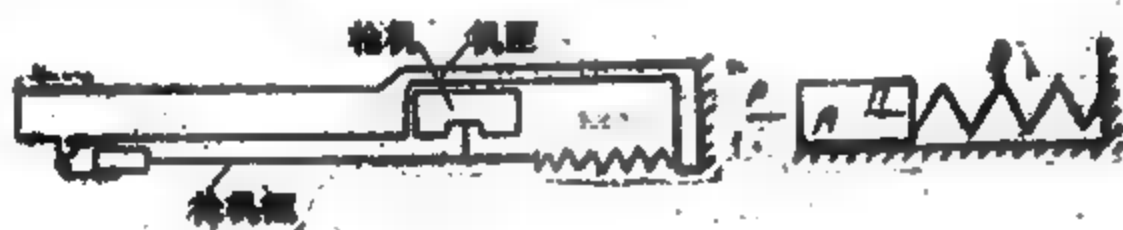


图49 弹簧作用下物体运动略图。

这种运动情况的原理图如图49所示。

其中 P ——按任意规律随时间而变化的力；

Π ——与运动物体的座标成线性关系的弹簧力；

M ——运动物体的质量。

表示这种运动的微分方程式为：

$$M\ddot{x} = P - \Pi_0 - \eta x,$$

式中 Π_0 ——弹簧的初压力；

η ——弹簧刚度；

x ——运动物体的座标。

这个方程式可以改写为:

$$M\ddot{x} + \eta x = P - \Pi_0 \quad (34)$$

或

$$M\ddot{x} + \eta x = Q(t), \quad (35)$$

式中引用符号

$$P - \Pi_0 = Q(t).$$

以 M 除上式, 最后可得

$$\ddot{x} + \frac{\eta}{M} x = \frac{1}{M} Q(t)$$

或

$$\ddot{x} + p^2 x = \frac{1}{M} Q(t).$$

如所周知, 这个微分方程式的解具有下列形式:

$$x = x_0 \cos pt + \frac{V_0}{p} \sin pt + \frac{p}{\eta} \int_0^t Q(\tau) \sin p(t - \tau) d\tau,$$

式中 x_0 和 V_0 —— 物体开始运动时的座标和速度;

t —— 时间, 由此时间决定座标 x ;

p —— 自由振动频率;

τ —— 自变量 (时间)。

如令 $t = 0$ 时 $x_0 = 0$, 则此表达式将变为:

$$x = \frac{V_0}{p} \sin pt + \frac{p}{\eta} \int_0^t Q(\tau) \sin p(t - \tau) d\tau. \quad (36)$$

只有在 $Q(\tau)$ 力作用的某些个别情况下才能用解析法解(36)式中的积分。

1. 如果 $Q(\tau) = Q_1 = \text{常数}$, 则座标 x 的表达式可以写成下列形式:

$$x = \frac{V_0}{p} \sin pt + \frac{pQ_1}{\eta} \int_0^t \sin p(t - \tau) d\tau.$$

对变量 τ 进行积分, 得:

$$\begin{aligned} x &= \frac{V_0}{p} \sin pt + \frac{Q_1}{\eta} \left| \cos p(t - \tau) \right|_0^t = \frac{V_0}{p} \sin pt \\ &\quad + \frac{Q_1}{\eta} - \frac{Q_1}{\eta} \cos pt. \end{aligned} \quad (37)$$

令

$$\frac{v_0}{p} = a \cos k$$

和

$$\frac{Q_1}{\eta} = a \sin k,$$

則得

$$x = a \sin pt \cdot \cos k - a \cos pt \cdot \sin k + \frac{Q_1}{\eta}$$

或

$$x = a \sin(pt - k) + \frac{Q_1}{\eta}.$$

考虑到 $Q_1 = P_1 - \Pi_0$, 則上式可以写成:

$$x + f_0 - f_p = a \sin(pt - k), \quad (38)$$

式中

$$f_p = \frac{P_1}{\eta}, \quad f_0 = \frac{\Pi_0}{\eta}.$$

由 (38) 式对時間 t 取导数之后, 就可以得出速度的表达式,

$$\frac{v}{p} = \frac{x}{p} = a \cos(pt - k). \quad (39)$$

常数 a 和 k 可由下列公式求出:

$$a = \sqrt{(f_0 - f_p)^2 + \frac{v_0^2}{p^2}}, \quad k = \arctg \frac{(f_0 - f_p)p}{v_0}.$$

2. 如果在有限小的時間間隔 Δt 內, 作用力 $Q(t) = Q_1 =$ 常数, 則座标 x 的表达式可以写成下列形式:

$$x = \frac{v_0}{p} \sin pt + \frac{Q_1}{\eta} [\cos p(t - \tau) - \cos p\tau] \Big|_0^{\Delta t}$$

或

$$x = \frac{v_0}{p} \sin pt + \frac{Q_1}{\eta} [\cos p(t - \Delta t) - \cos pt]. \quad (40)$$

3. 如果在无限小的時間內作用的力无限大, 亦即受彈簧作用物体的运动, 是由于力的冲量 I 的作用而产生的, 則座标 x 可以由 (40) 式求出, 但应假設式中的 $\Delta t \rightarrow 0$ 而 $Q_1 \rightarrow \infty$.

在这种情况下, 將座标 x 的表达式写成下列形式较为方便:

$$x_{\Delta t \rightarrow 0} = \frac{v_0}{p} \sin pt + \frac{Q_1 \Delta t}{\eta} \cdot \frac{\cos p(t - \Delta t) - \cos pt}{\Delta t}.$$

在 $\Delta t \rightarrow 0$ 和 $Q_1 \rightarrow \infty$ 时, 乘积 $Q_1 \Delta t$ 可以等于力的冲量 $Q_1 \Delta t = I$.

当 $\Delta t \rightarrow 0$ 时, 表达式

$$\frac{\cos p(t-\Delta t) - \cos pt}{\Delta t}$$

的极限可以用普通的方法求出:

$$\begin{aligned} & \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\cos p(t-\Delta t) - \cos pt}{\Delta t} \\ &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\frac{d}{d\Delta t} (\cos p(t-\Delta t) - \cos pt)}{-\frac{d}{d\Delta t} (\Delta t)} \\ &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} p \sin p(t-\Delta t) = p \sin pt. \end{aligned}$$

因此, 在冲量负荷 I 的作用下,

$$x = \frac{v_0}{p} \sin pt + \frac{Ip}{\eta} \sin pt,$$

但冲量负荷 I 的作用, 可以用相应的动量增量来表示, 即

$$I = M\Delta V.$$

此时

$$x = \frac{v_0}{p} \sin pt + \frac{Mp}{\eta} \Delta V \sin pt,$$

但

$$\frac{Mp}{\eta} = \frac{1}{p}.$$

因此,

$$x = \frac{v_0 + \Delta V}{p} \sin pt.$$

这个公式指出: 冲量负荷对在弹簧作用下运动的物体的作用, 可以用此物体的动量的相应改变量来计算。

当冲量负荷作用在与弹簧相联的物体上时, 座标 x 的表达式

$$x = \frac{v_0}{p} \sin pt + \frac{Ip}{\eta} \sin pt$$

能够说明下列方程式中所含自变量 τ 的物理意义:

$$x = \frac{v_0}{p} \sin pt + \frac{p}{\eta} \int_0^t Q(\tau) \sin p(t-\tau) d\tau.$$

这个方程式可以改写为:

$$x = \frac{v_0}{p} \sin pt + \int_0^t \frac{p}{\eta} Q(\tau) d\tau \sin p(t-\tau). \quad (41)$$

在(41)式中, 积分符号内的式子是当时間为 t 时, 在 τ 瞬
 时間作用于物体之单元冲
 量 $Q(\tau)$ $d\tau$ 的作用下, 其座
 标 x 的单元增量 (图 50)。
 这个方程式的 全部 积分,
 是物体因 受力 $Q(\tau)$ 的作
 用后其座标 x 在时間 t 内
 的总增量。力 $Q(\tau)$ 则按任
 意规律随时間而变化。

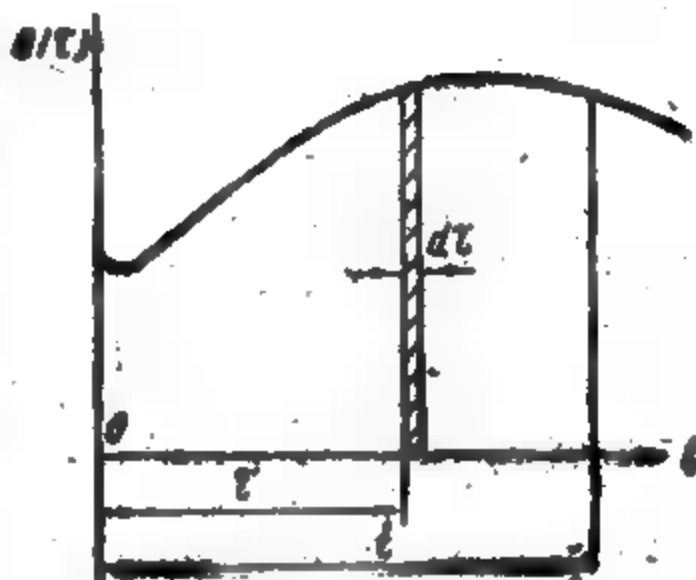


图50 单元冲量的作用。

同样, 可以对力 $Q(\tau)$
 取更复杂的解析
 式, 并从而得出座标 x 与

时間的关系式。例如, 表示力 $P = Q(\tau)$ 与时間的关系的复杂曲线,
 可以用简单的解析关系式作出的折线或平滑曲线来代替 (图51)。

这种研究方法就是取力 $Q(\tau)$ 随时間而变化的近似规律来
 求問題的准确解析解。

不用詳細探討这种研究运动的方法, 就可以看出: 利用 $Q(\tau)$
 力的近似关系式来求座标 x 时, 由于計算繁复, 常常会产生很大的
 誤差。因此在解决具体的工程問題时, 用这种方法是不适当的。

在这种情况下, 采用近似图解解析法是較合适的, 因为这种
 方法不需要用简单的解析关系式来代替力 $Q(\tau)$ 随时間而变化的
 的复杂规律。

下面就来研究解下列方程式的图解解析法:

$$M\ddot{x} + \eta\dot{x} = P - \Pi_0.$$

为了用图解解析法解此微分方程式, 我們采用下述基本假
 設: 我們用阶梯形的变化规律代替力 P 随时間变化的平滑规律,
 在这里, 用一折线代替复杂的 $P = f(\tau)$ 曲线, 这样取代时, 力
 的冲量不論是在很短的时间間隔內, 或者是在力的全部作用時間
 內, 都保持不变 (图 52)。在这种假設条件下, 力 P 在很短的时

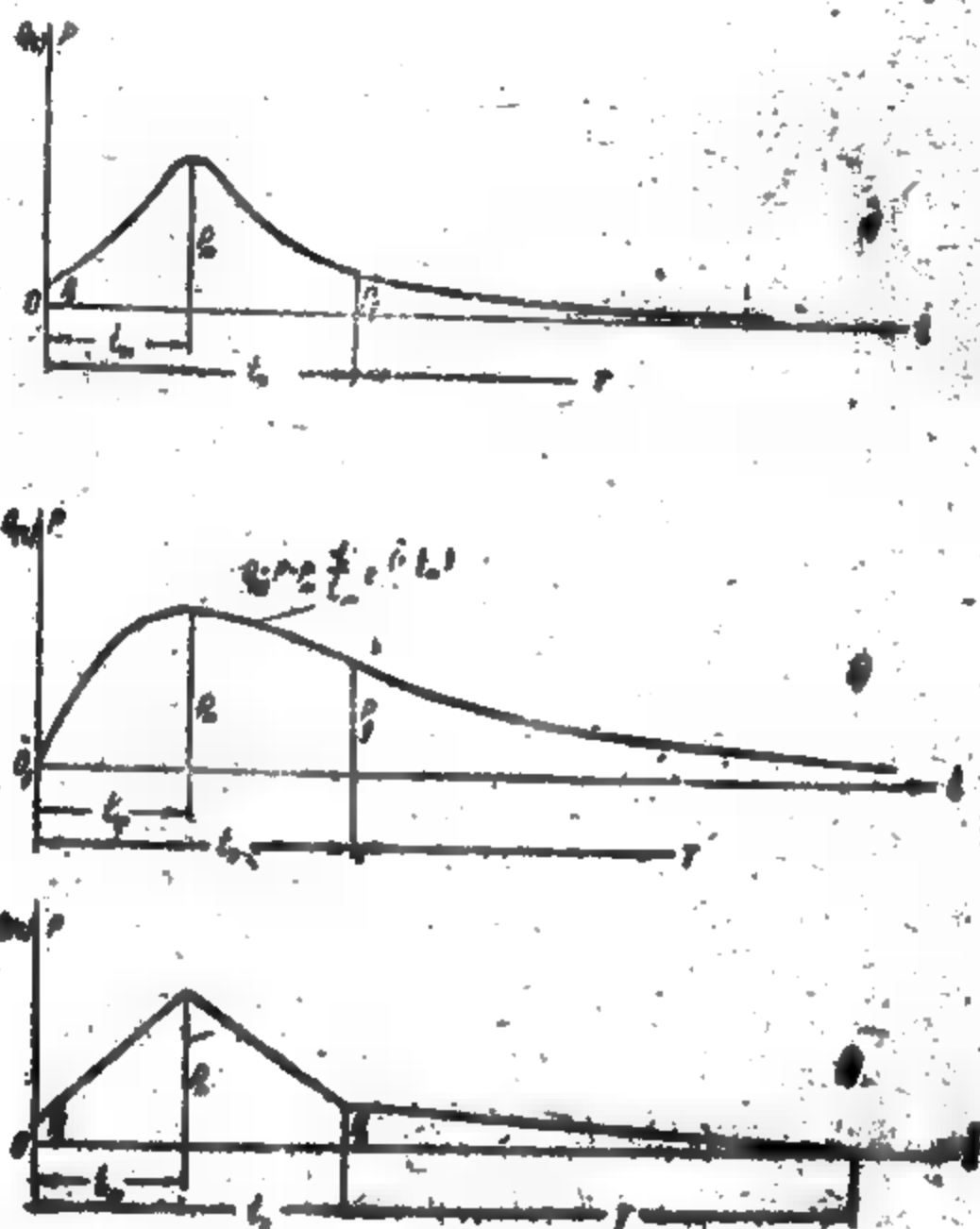


图51 a) 力 $P = f(t)$ 的实际变化规律; б), в) 假力的近似变化规律。

值 Δt 内是一常量。

在判断这种假截是否适用于力 $P = f(t)$ 的作用, 和是否歪曲研究的结果, 应该注意到这一假截的两个优点, 这两个优点证实了采用该假截的合理性。

这两个优点就是: 1) 无论在个别的短时间内, 或者在力的全部作用时间内, 此力的冲量不变。2) 用缩短时间间隔 (力在各时间间隔内是常量) 的方法, 能使力 P 的变化规律趋近于其实际变化规律。

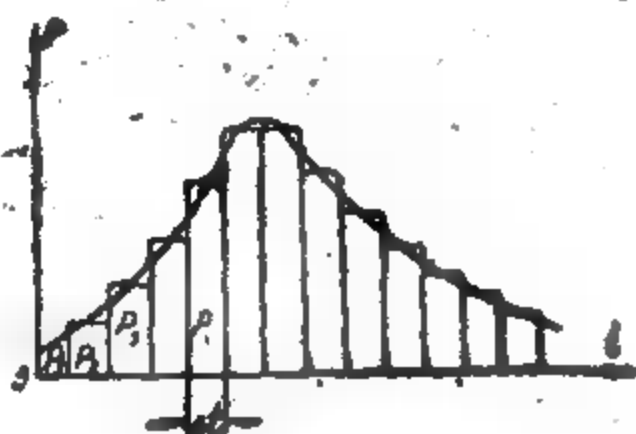
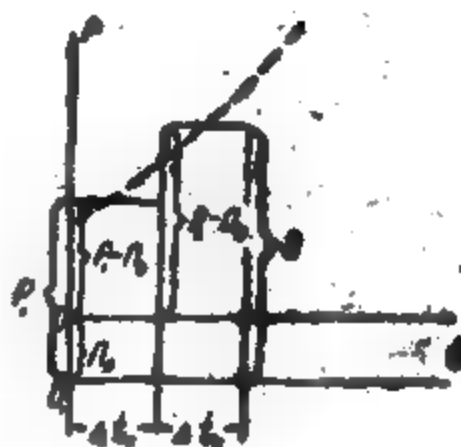


图52 以折线代替曲线。

图53 P 力在前两段时间(Δt_1
■ Δt_2)内的作用。

现在让我们来研究一下前两段时间 Δt_1 和 Δt_2 内的运动 (见图53)。

当 $0 < t < \Delta t_1$ 时, 微分方程式 (34) 可写为

$$M\ddot{x} + \eta\dot{x} = P_1 - \Pi_{011}$$

式中, P_1 ——在 Δt_1 时间内作用在物体上的, 大小不变的力;

η ——弹簧刚度;

x ——由初始位置 ($t = 0$) 起算的运动物体的坐标。

前面曾求得此方程式的解如下:

$$x_1 + f_{01} - f_{p1} = a_1 \sin(p\Delta t_1 - k_1), \quad (42)$$

$$\frac{v_1}{p} = a_1 \cos(p\Delta t_1 - k_1), \quad (43)$$

式中
$$a_1 = \sqrt{(f_{01} - f_{p1})^2 + \frac{v_1^2}{p^2}}; \quad p^2 = \frac{\eta}{M};$$

$$k_1 = \arctg \frac{(f_{01} - f_{p1})p}{v_1}.$$

为了求得在第二段时间 Δt_2 末的类似表达式, 应当注意运动物体在 Δt_2 时间内的初速和起点坐标, 就是物体在 Δt_1 时间末的末速 v_1 和终点坐标 x_1 。

考虑到这一点, 就可以完全类似地写出物体在第二段时间 Δt_2 末的运动特征量:

$$x_2 + f_{02} - f_{p2} = a_2 \sin(p\Delta t_2 + k_2), \quad (44)$$

$$\frac{V_2}{\rho} = a_2 \cos(p\Delta t_2 - k_2), \quad (45)$$

式中

$$a_2 = \sqrt{(f_{02} - f_{01})^2 + \frac{V_1^2}{\rho^2}}, \quad (46)$$

$$k_2 = \arctg \frac{(f_{02} - f_{01})\rho}{V_1}. \quad (47)$$

考虑到 Π 力在 Δt_1 时间内的终点值就是它在 Δt_2 时间内的起始值，则 (44) 式~(47) 式的形式可略作更动。因为这一点给出下列关系：

$$\Pi_{01} + \eta x_1 = \Pi_{02}$$

或

$$\frac{\Pi_{01}}{\eta} + x_1 = \frac{\Pi_{02}}{\eta},$$

但

$$\frac{\Pi_{01}}{\eta} = f_{01},$$

$$\frac{\Pi_{02}}{\eta} = f_{02}.$$

所以

$$f_{02} = f_{01} + x_{10}.$$

利用这一等式，可以把 (44、45、46、47) 等公式写为

$$x_1 + x_2 + f_{01} - f_{02} = a_2 \sin(p\Delta t_2 - k_2), \quad (48)$$

$$\frac{V_2}{\rho} = a_2 \cos(p\Delta t_2 - k_2), \quad (49)$$

式中

$$a_2 = \sqrt{(x_1 + f_{01} - f_{02})^2 + \frac{V_1^2}{\rho^2}}, \quad (50)$$

$$k_2 = \arctg \frac{(x_1 + f_{01} - f_{02})\rho}{V_1}. \quad (51)$$

(48) 和 (49) 式与 (2)、(3) 两式的区别，在于以 $f_{01} - f_{02}$ 代替弹簧的常量初始压缩量 f_0 ； $f_{01} - f_{02}$ 在每一段时间内均为常量，而由一段转到另一段时则发生变化（图 54）。因此，在图解作图时，必须标出每段发生变化的 $f_0 - f_1$ 来代替 f_0 ，如图 54 所示。由 (48) 式可以看出，所有各段的图线 x 都应当由同一点算起，在图 55 上可以明显地看出这一点。图 55 是由图 54 中的两个图合并画出的。

利用图 55 可以确定求每段时间 Δt 末的 x 和 V 的方法：

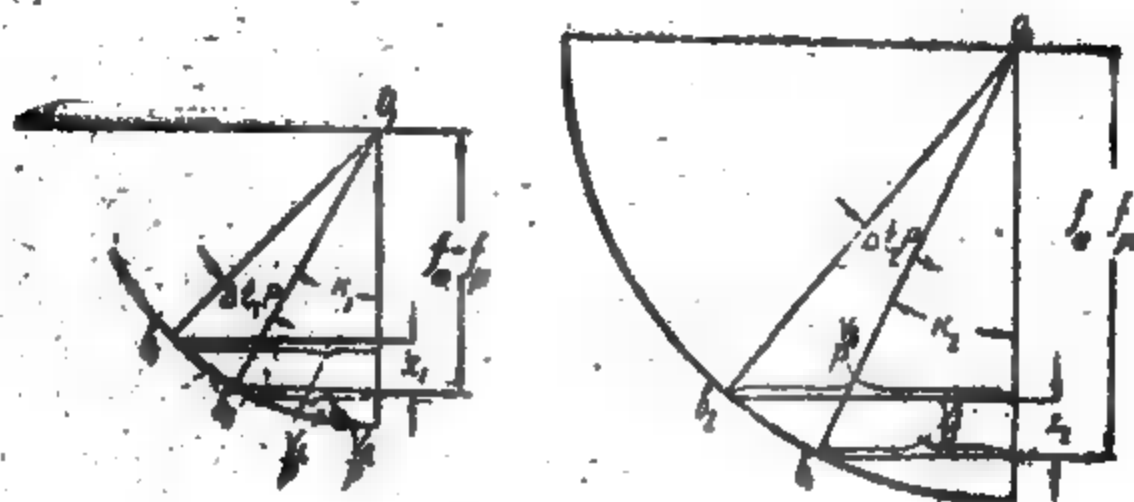


图54 在第一段和第二段时间内运动的图解研究。

1. 由坐标原点 (O 点) 沿纵坐标轴按比例尺 α_x 截取 OO_1 、 OO_2 等线段, 以代表 $f_{01} - f_{p1}$ 、 $f_{01} - f_{p2}$ 等量

$$OO_1 = \frac{f_{01} - f_{p1}}{\alpha_x}; \quad OO_2 = \frac{f_{01} - f_{p2}}{\alpha_x};$$

- 按同一比例尺 α_x 沿横坐标轴截取线段 Ob_0 以代表 $\frac{V_0}{p}$,

$$Ob_0 = \frac{V_0}{p\alpha_x}.$$

由此可以看出, 线段 Ob_0 亦可代表速度 V_0 , 其比例尺为 $\alpha_v = p\alpha_x$ 。

2. 用直线联结 b_0 和 O_1 两点, 以弧度为单位标出 $\angle b_0 O_1 b_1 = p\Delta t_1$, 并以 $b_0 O_1$ 为半径, 以 O_1 为圆心作圆弧 $b_0 b_1$ 。

3. 由 b_1 点向纵坐标轴画一垂直线, 就可以得出一个代表物体在时间 Δt_1 末的速度的线段, $b_1 c_1 = \frac{V_1}{p\alpha_x}$ 和代表物体在这时的坐标 x_1 的线段 Oc_1 , 其比例尺分别为 $\alpha_v = p\alpha_x$ 和 α_x 。

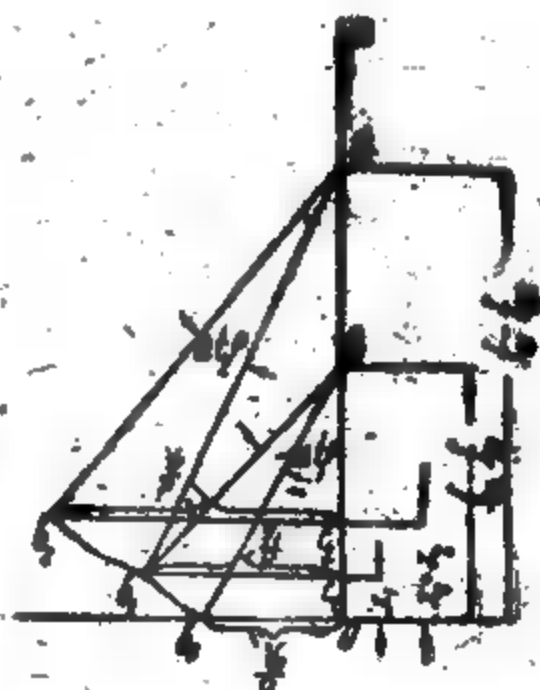


图55 作图的综合。

4. 用直线联结 b_1 和 O_2 两点, 并标出等于 $p\Delta t_2$ 的角 $b_1 O_2 b_2$ 。然后, 画 $b_1 b_2$ 弧, 由 b_2 点向纵坐标轴作一垂直线, 得出 $b_2 c_2$ 和

Oc_2 兩綫段，其中 b_2c_2 按比例尺 α_1 代表物体在時間 Δt_2 末的速度 v_2 ， Oc_2 按比例尺 α_2 代表物体在这时的座标 $x_1 + x_2$ 。

按同样的方法，对以后各微小的時間間隔作图，并以一平滑曲綫联結 $b_0, b_1, b_2, b_3, \dots$ 等点，即可得到 $v = f(x)$ 曲綫。利用这个图和纵座标軸上表示物体在各段時間內的座标增量的綫段 Oc_1, Oc_2, \dots 等，就可以作出 $v = f(t)$ 和 $x = f(t)$ 曲綫。

前面的叙述在原則上說明了如何用图解解析法研究物体的运动；此物体与彈簧相联接，并承受按任意規律随时間变化的力的作用。

在用图解解析法解决类似的实际問題时，最好是遵循下列順序作图：

1. 在 $P = f(t)$ (图56) 上，按比例尺 α_1 将横座标軸分为若干小段 Δt ，并过各分段点作直綫平行于纵座标軸。

2. 由座标原点 (O' 点) 向上截取綫段

$$O'O = \frac{\Pi_0}{\alpha_2},$$

式中 Π_0 —— F 力的初始值，

α_2 —— 在 $P = f(t)$ 图上力 P 的比例尺；

通过 O 点作一水平綫。便得 $|\Pi_0 - P| = f(t)$ 的图解。其座标原点为 O 。

3. 对应于每段時間 Δt 內的平均纵座标值，在曲綫 $P = f(t)$ 上标出 d_1, d_2, \dots 等点。应当注意，用比例尺 α_1 标出的力与時間的图解 $(\Pi_0 - P) = f(t)$ ，可以当作是用新比例尺 $\alpha_2 = \frac{\alpha_1}{\eta}$ 标出的 $f_{01} - f_p = f(t)$ ，这是因为

$$f_{01} - f_p = \frac{\Pi_0 - P}{\eta}.$$

4. 將 c_1d_1, c_2d_2, \dots 等綫段移到纵座标軸上，得 OO_1, OO_2, \dots 等綫段，它們按比例尺 α_2 表示 $f_{01} - f_p$ 之值。

5. 由座标原点 O 向左标出綫段

$$Ob_0 = \frac{v_0}{\alpha_1},$$

式中 $\alpha_v = p\alpha_x$ ——速度比例尺。

然后，应当根据上述方法作出图解 $V = f(x)$ 。

作出 $V = f(x)$ 的图解以后，必须把与速度 V 和座标 x 成比例的线段移到图解 $\Pi = P = f(t)$ 的相应纵座标上去，便得：

$V = f(x)$ 和 $x = f(t)$ 的曲线（图56）。

将座标原点移到 O_1 点时， $x = f(t)$ 的图解同时就是表示 $\Pi = f(x)$ 的图解。因为 $\Pi = \Pi_0 + \eta x$ 。这样 $x = f(t)$ 的图解将以比例 α_x 代表 x 值，而以比例 α_Π 代表 Π 值。

在这个图解中，只要从 O' 点作一直线，与横座标轴成 $\frac{\pi}{4}$ 的角度，便可得出 $\Pi = f(x)$ 曲线。在这个曲线中，以比例尺 α_x 读取座标 x ，而以比例尺 α_Π 读取力 Π 。

由表看座标 x 和相应的弹簧力 $\Pi - \Pi_0$ 的两线段相等上来看，图解 $\Pi = f(x)$ 的这种作法是正确的，实际上，

$$\frac{\Pi - \Pi_0}{\alpha_\Pi} = \frac{x}{\alpha_x},$$

因为

$$\alpha_\Pi = \frac{\alpha_P}{\eta},$$

$$\Pi = \Pi_0 + \eta x.$$

这样一来，用图解解析法研究的结果，可得下列各图：

座标原点为 O' 点的

$$P = f(t), \quad \Pi = f(x);$$

座标原点为 O 点的

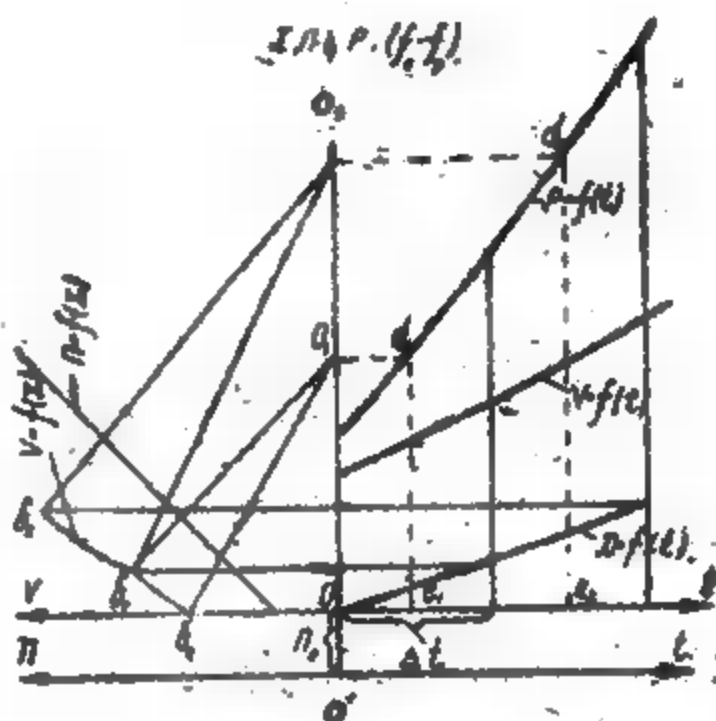


图56 在弹簧力和按任意规律随时间变化的外力作用下，物体运动的图解研究。

$$|P_0 - P| = f(t); H - P_0 = f(t); x = f(t);$$

$$V = f(t); \dot{V} = f(x).$$

图57是与弹性系统相联结的非自动武器，在膛内火药气体压力作用时期内的运动的图解。图中所表示的是，在弹性系统的刚度系数不同时武器运动的三种情况。

利用图57所示的图线，可以详细研究武器后座时那些基本运动特征量的变化情况，并可以估计弹性系统的刚度对发射时作用在枪座上的最大后座力的影响。

例如，比较一下图57中的各个图线，就可以肯定：在第二方案中，发射对枪座的作用最小；这时，最大的动力作用不超过同一负荷的静力作用。

弹性系统的刚度稍微增大和减小，都能增大发射对枪座的作用，然而，把弹性系统的刚度减小很多的话，当然会减轻发射对枪座的作用。

我们可以类似地研究自动武器的缓冲问题。这时，只是主要负荷（火药气体压力）的作用性质及大小发生变化。

自动武器射击时，缓冲器的工作特点是在无限小的时间内可能有无限大的负荷作用在机匣上，使其动量发生有限的变化。在各种撞击的情况下，就可能产生这种现象。

如随时间而变化的力在有限的时间内作用在物体（物体与弹簧或任意弹性系统相联结）上，而此时间比该物体的自由振动周期小很多，这种现象也可以近似地归结到上述情况中去。

现在我们就研究一下怎样运用图解解析法，来研究与弹簧相联的物体在冲量负荷作用下的运动。

应该记住，冲量对所研究的物体的骤然作用，可使物体的动量发生突然的变化。这种变化，在质量不变时，与速度变化量成正比。

令冲量与相应的动量增量相等，就能够求出求冲量的简单方法，而且能够应用简单的图解解析法来研究物体的运动。

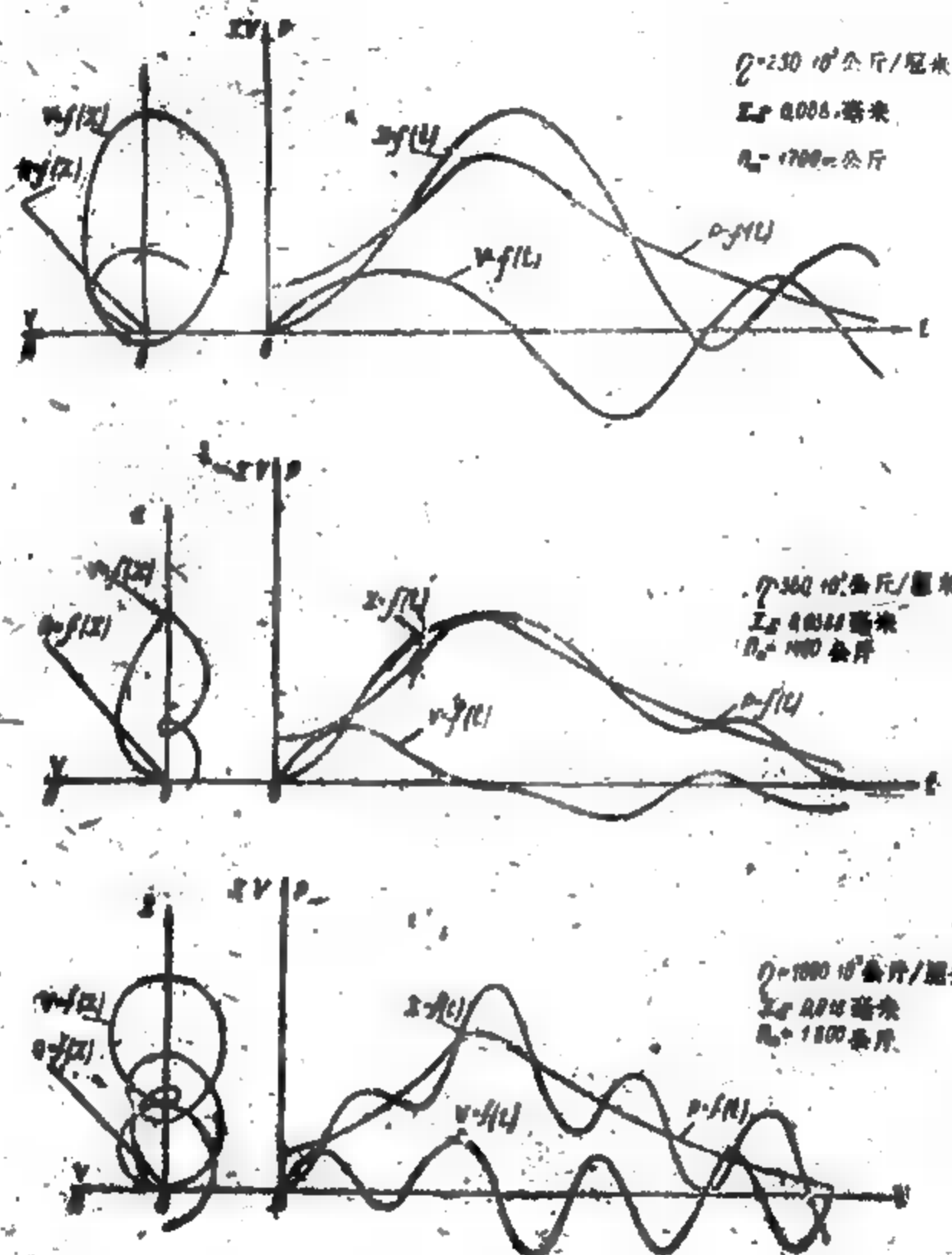


图57 火药气体压力作用在枪膛底部时非自动武器的运动研究。

研究 58 图的图解时，易于看出：速度的瞬息变化会使 $V = f(x)$ 的图解发生相应的变化。

图 58 示出研究与弹簧相连接的物体（在运动过程中受冲量 I 的作用此冲量使该物体的速度瞬时由 V_1 变到 V_2 ）之运动所必需

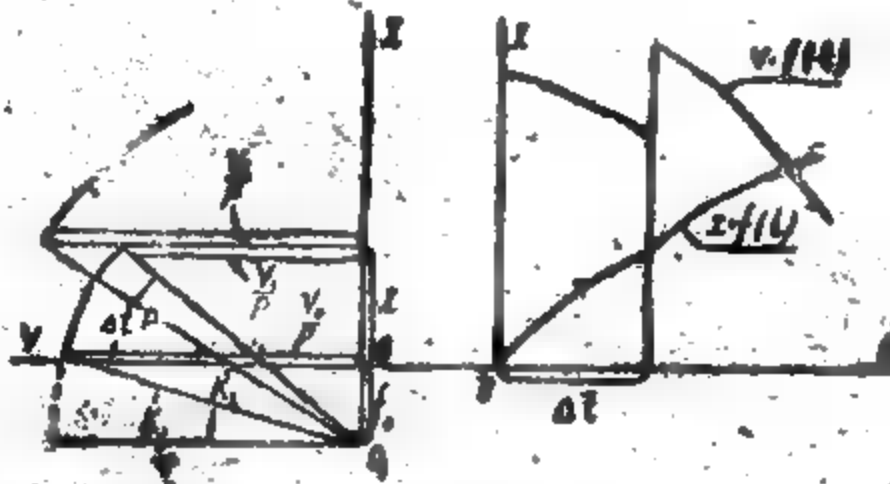


图58. 在冲量负荷作用下，与弹簧相联的物体的运动之研究。

的图解。

图59是研究与弹簧相连接的物体在另一情况下运动的图解，这时物体受数个冲量 I 和按任意规律 $P = f(t)$ 随时间而平滑地变化的力的作用(图60)。

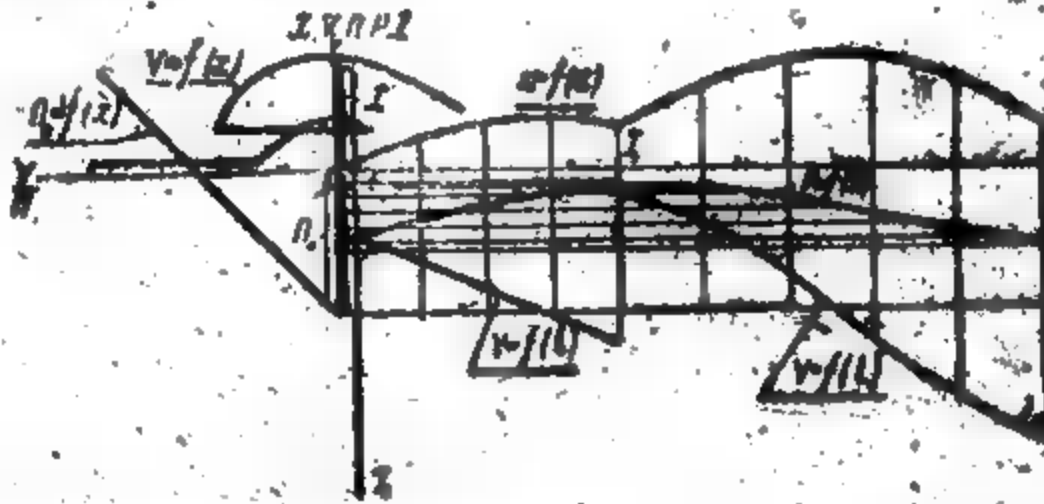


图59. 在数个冲量负荷和随时间平滑变化的力的作用下与弹簧相连接的物体运动的研究。

这些图解，在原则上说明了如何运用图解解析法来研究物体在这情况下的运动；该物体具有一个自由度，与弹簧或任意弹性系统相连接，并且承受按任意规律随时间而变化的力（其中包括瞬时力）的作用。

这些图解的结果，给我们这样一个概念：即研究自动武器的缓冲问题时，可以认为自动机的工作与缓冲器的工作无关，因为

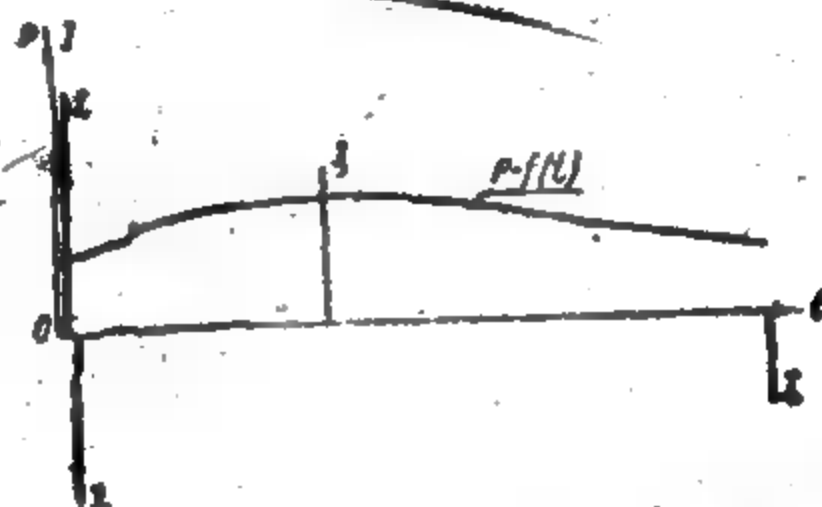


图60 质量和按任意规律随时间而平滑地变化的力的作用图。

这个问题，几乎常常可以当作机匣在瞬时力和随时间而平滑地变化的力的作用下的直线平移运动来研究。

在上述理论的推导及图解中，都没有考虑弹簧变形时的机械能量损失。当研究与弹性系统相联的物体在按任意规律随时间变化的力的作用下的运动时，引入与物体的运动速度成正比的阻力，就可以计算这些机械能量的损失。表示物体在这种情况下运动的微分方程式为：

$$M\ddot{x} + b\dot{x} + \eta(x + f_0) = Q(t). \quad (52)$$

在 $p > \mu$ 时，此方程式的解为：

$$x = e^{-\mu t} [C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t] + \frac{1}{M\omega} \int_0^t Q(\tau) e^{-\mu(t-\tau)} \sin \omega(t-\tau) d\tau. \quad (53)$$

当 $\omega^2 = p^2 - \mu^2 \approx p^2$ 时，经过简单的整理之后，可得：

$$x = ae^{-\mu t} \sin(pt + k) + \frac{p}{\eta} \int_0^t Q(\tau) e^{-\mu(t-\tau)} \sin p(t-\tau) d\tau. \quad (54)$$

利用 (54) 式时，必须解定积分

$$\int_0^t Q(\tau) e^{-\mu(t-\tau)} \sin p(t-\tau) d\tau,$$

它只有当 $Q(\tau)$ 为一最简单的函数时，才可能求解。

如果用阶梯形的规律代替 $Q(\tau)$ 力的平滑变化规律, 则在很短的时间间隔 Δt 内, 可以视该力为一常数, 并可取 $f_0 = f_0 + \frac{P_1}{\eta}$ 之值在每一时间 Δt 内为常量。在这种情况下, 仍可采用前面研究运动 (不考虑与速度成正比的阻力时) 的方法。在考虑与速度成正比的阻力时, 物体运动的图解解析研究的特点是图解中的矢径 r 按比例系数为 $e^{-\frac{\Delta \varphi}{\pi}}$ 的几何级数而变化 (见 119 页)。

前面所叙述的, 对于与弹簧相联的物体, 在按任意规律随时间变化的力的作用下运动的研究方法, 也可以用来研究在物体上还作用有常量阻力时的运动。在这种情况下, 物体的运动微分方程式将为

$$M\ddot{x} + (x + f_0)\eta + R = P_0. \quad (55)$$

这个方程式可以化为

$$M\ddot{x} + (x + f'_0)\eta = P, \quad (56)$$

式中

$$f'_0 = f_0 + \frac{R}{\eta}.$$

(56) 式与作为研究运动的图解解析法的基础的 (34) 式, 没有什么原则区别。

在这种情况下, 用图解解析法研究物体的运动时, 只需改变坐标原点的位置, 如图 42 所示, 这时要注意常量阻力 R 的方向与运动物体的速度方向相反。

对于各机构构件的不同运动情况, 当运动可以化成图 49 所示的方案时, 就可以利用上述研究物体在弹簧作用下运动的各种方法来进行研究。应该注意, 所研究的方法不仅可以用于研究物体的直线运动, 也可以用于物体绕固定轴回转的情况。在这种情况下, 应该用相应的角度值 (回转角 φ , 角速度 ω 等等) 代替线性值 (坐标 x , 速度 v 等等)。此外, 应当用转动惯量代替质量, 用力矩代替力, 并且在决定弹簧刚度时, 应当考虑弹簧变形的特点。

§3 自动武器各零件在几根弹簧作用下的运动

在前面所作的探讨中，假定质量为 M 的物体在一根弹簧作用下运动，但是，当有几根弹簧作用在一个物体上时，如果用一根等价弹簧代替这几根弹簧，就可以使用前面求得的关系式。

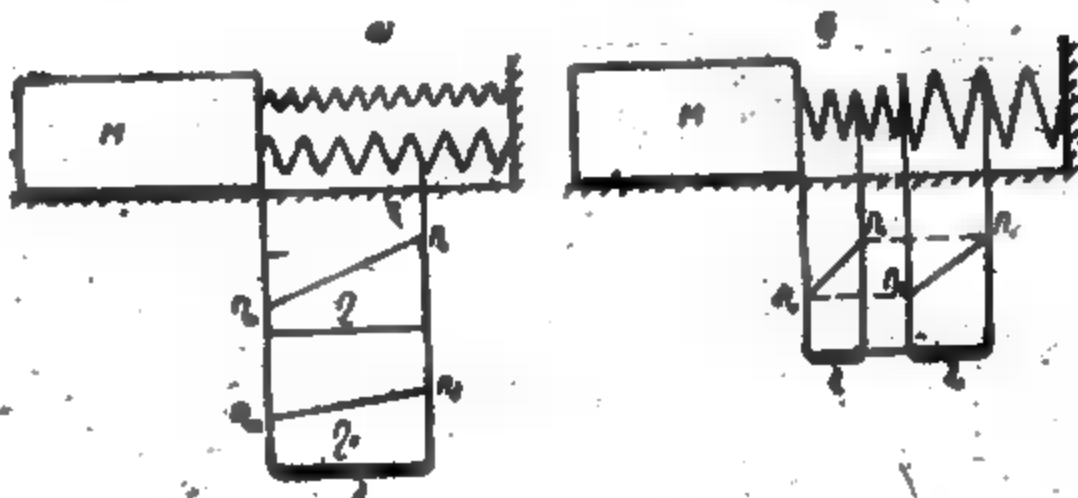


图61：a) 两根弹簧的并联作用，b) 两根弹簧的串联作用。

现在我们举例说明用一根等价弹簧代替几根弹簧的方法。

1. 图61, a 表示两根弹簧并联作用的略图，在图上还给出了各个弹簧的内力与其压缩量的关系曲线。

用 Π_{01} 和 Π_{02} 表示这两根弹簧的压缩初内力，用 Π_{11} 和 Π_{12} 表示弹簧在压缩 λ 以后的终内力，等价弹簧的初内力 Π_0 和终内力 Π_1 的表达式可写为：

$$\Pi_0 = \Pi_{01} + \Pi_{02}, \quad \Pi_1 = \Pi_{11} + \Pi_{12}.$$

等价弹簧的刚度可写为：

$$\eta = \frac{\Pi_1 - \Pi_0}{\lambda}.$$

将 Π_1 值和 Π_0 值代入，得

$$\eta = \frac{\Pi_{11} + \Pi_{12} - \Pi_{01} - \Pi_{02}}{\lambda},$$

或

$$\eta = \frac{\Pi_{11} - \Pi_{01}}{\lambda} + \frac{\Pi_{12} - \Pi_{02}}{\lambda},$$

由此得：

$$\eta = \eta_1 + \eta_2,$$

式中 $\eta_1 = \frac{\Pi_{11} - \Pi_{01}}{\lambda}$ 是——根弹簧的刚度；

$\eta_2 = \frac{\Pi_{12} - \Pi_{02}}{\lambda_2}$ —— 第二根弹簧的刚度。

根据以上的研究，可以认为：两根（或者数根）弹簧并联时，等价弹簧的压缩内力和刚度相应地等于各弹簧的压缩内力之和及刚度之和。

2. 图61, 6 表示两根弹簧串联作用的略图，在图上还给出各个弹簧的内力与其压缩量的关系曲线。在这种情况下，弹簧工作的特点是两根弹簧在任意瞬间的压缩内力都相同（不考虑弹簧圈的振动），而其压缩长度则各异。利用图61, 6 中的图解，可以写出等价弹簧的刚度和各个弹簧的刚度的表达式：

$$\eta = \frac{\Pi_1 - \Pi_0}{\lambda_1 + \lambda_2}; \quad \eta_1 = \frac{\Pi_1 - \Pi_0}{\lambda_1}; \quad \eta_2 = \frac{\Pi_1 - \Pi_0}{\lambda_2},$$

式中 λ_1 和 λ_2 —— 各弹簧的工作压缩量。

利用上述表达式，可得

$$\frac{1}{\eta} = \frac{1}{\eta_1} + \frac{1}{\eta_2}.$$

在这种情况下，各单个弹簧和等价弹簧的预压内力相等。

根据以上的研究，可以认为：两根（或者数根）弹簧串联时，等价弹簧的刚度的倒数等于各弹簧刚度倒数之和，其压缩内力则与个别弹簧的压缩内力相等。将几根弹簧的并联和串联作不同的组合，可以得到各种不同的等价弹簧的内力变化规律。例如，将几根弹簧的并联和串联结合起来，就可以使它们同时担当起复进簧和缓冲簧的工作。

现在我们来研究一下MG-42 机枪的枪管复进簧的构造。在这个机框上，枪管复进簧由装在专门套筒内的四根弹簧组成，并装有几个垫圈和弹簧导杆。在枪管后座初期，弹簧通过导杆头部相互抵住，构成串联形式（图62, a）。

此时，等价弹簧的预压内力及其刚度决定于下列表达式：

$$\Pi_0 = \Pi_{01},$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{1}{\eta_1} + \frac{1}{\eta_2} + \frac{1}{\eta_3} + \frac{1}{\eta_4} = \frac{4}{\eta_1},$$

式中 Π_{01} —— 一根弹簧的预压内力；

η_1 ——一根弹簧的刚度。

弹簧稍为压缩之后，弹簧垫圈就抵在套筒凸缘上，这时，在后面的弹簧导杆以其端部顶住前面弹簧导杆的头部，以传递弹簧的内力(图62b)，于是全部弹簧就成并联。

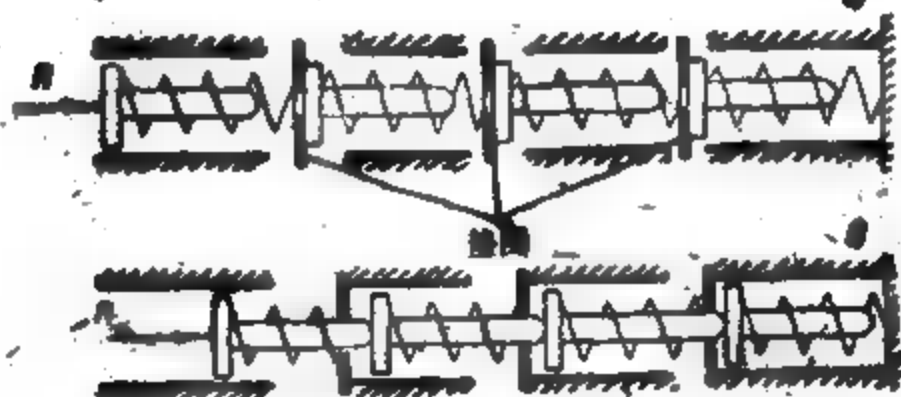


图62 a) MG-42机枪枪管复进簧串联情况，b) 并联情况。

若以 $\Pi'_{0,1}$ 表示在弹簧开始构成并联时各个弹簧的压缩内力，这时等价弹簧的压缩内力应为

$$\Pi'_0 = 4\Pi'_{0,1}$$

其刚度应为

$$\eta = 4\eta_1。$$

例如，如果一个弹簧的刚度为 $\eta_1 = 12$ 公斤/厘米，预压内力为 $\Pi_{0,1} = 12$ 公斤，那么在第一段上（各弹簧串联工作时）等价弹簧的预压内力和刚度将为

$$\eta = \frac{1}{4}\eta_1 = \frac{12}{4} = 3 \frac{\text{公斤}}{\text{厘米}}$$

$$\Pi_0 = \Pi_{0,1} = 12 \text{ 公斤。}$$

如果在第二段开始时（各弹簧开始并联工作时），一根弹簧的压缩内力为 $\Pi'_{0,1} = 15$ 公斤，其等价弹簧的压缩内力将为：

$$\Pi'_0 = 4\Pi'_{0,1} = 4 \times 15 = 60 \text{ 公斤。}$$

等价弹簧的刚度为（各弹簧并联工



图63 MG-42机枪枪管弹簧的内力变化图。

作时)

$$\eta = 4\eta_1 = 4 \times 12 = 48 \frac{\text{公斤}}{\text{厘米}}。$$

因此，在有四根弹簧的情况下，由各弹簧的串联转为并联以后，等价弹簧的刚度增加到 16 倍，这时，这些弹簧实际上开始起缓冲器的作用。

图 63 表示本例中等价弹簧的内力与压缩量的关系。

§4 弹簧圈振动的计算

在前面，我们把自动机各部分在弹簧作用下的运动，简化为与弹簧相联的物体的直线平移运动来研究。一开始我们就说明了计算弹簧本身运动的方法，这个方法是以各弹簧圈的速度按线性规律而变化的假设为基础的。

实际上，弹簧在动力条件下变形时，要发生弹簧圈的纵向振动，因此，弹簧圈的速度沿弹簧长度上随时间而变化的规律是极为复杂的。

弹簧圈的振动对与弹簧相联的物体的运动和弹簧本身的寿命都有一定影响。由于弹簧在动力条件下变形时，其个别部分可能压缩至各圈互相接触，因此要和弹簧在静力条件下变形时一样，保证各弹簧圈之间有保障间隙。

目前有許多研究弹簧圈振动的著作，这些著作研究该问题的一般解法[●]，也研究自动武器中各种弹簧工作的某些个别问题的解法[●]。

根据这些著作可以确定：在所有情况下，弹簧圈的振动对自动机活动部分运动的影响都是极其微小的。所以，对任何工程计算，在求自动机各部分的运动特征量时，毋需注意弹簧圈的振动，

● A. H. Крылов 論若干数学物理微分方程 1933;

C. П. Тимошенко 工程振动原理 1932。

● A. A. Благонравов 自动武器设计原理 1940;

Э. А. Горев 自动武器各机构分析综合若干问题 1946;

В. С. Пугачев 和 И. И. Воронин 关于自动武器缓冲簧的工作。

而只用近似法計算彈簧圈的运动。

但是，并不能說彈簧圈在彈簧动力变形的条件下的振动没有什么意义。

前面已經指出，彈簧圈在彈簧工作时的振动可能使各簧圈互相接触，因而引起很大的应力，并使彈簧的使用期限縮短。

下面来研究彈簧在动力条件下变形时彈簧圈振动的图解解析法。为此，設有这样一根彈簧，其一端固定不动，另一端与质量为 M 的，作直线平移动物的物体相联（如图64）。由于彈簧圈振动的影响很小，求物体在彈簧作用下的运动规律时，可以不必考虑彈簧圈的振动，而且物体的这种运动规律我們早已知道。

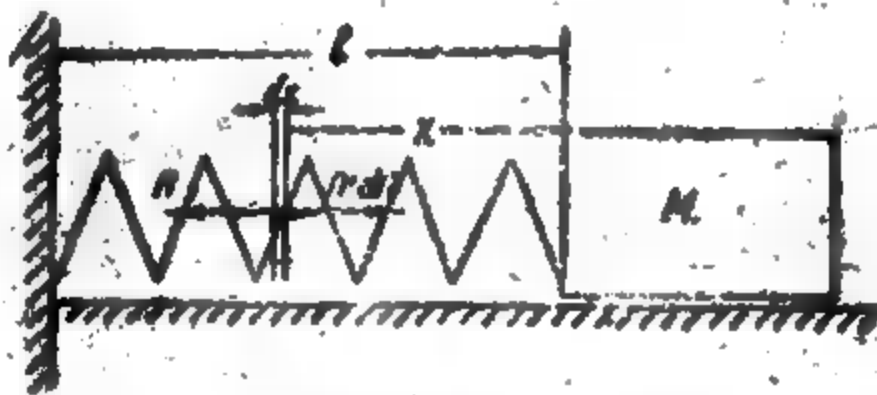


图64 研究彈簧圈振动的略图。

如果把彈簧看作是质量均匀分布的匀质杆件，其质量等于彈簧的质量，其刚度等于彈簧的刚度，在忽略重力的作用时，对彈簧的每一单元长度，可以写出下列运动方程式：

$$\mu dx \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = d\Pi, \quad (57)$$

式中 μ ——彈簧单位长度的质量；

x ——彈簧的任一横断面在起始运动时的座标；

u ——彈簧的任一横断面，对其决定于座标 x 的起始位置的纵向位移；

$d\Pi$ ——加于座标为 x 的单元彈簧 dx 上的外力之合力。

根据整个彈簧的弹性与其各个单元的弹性相等的条件（即相对变形相等的条件），可以写出 $d\Pi$ 的表达式：

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{l_0 - l}{l_0} \quad (58)$$

式中 l —— 弹簧在重力作用下压缩时的长度；

l_0 —— 弹簧的自由长度。

将弹簧单位长度的刚度

$$\eta_1 = \frac{l_0 \Pi}{l_0 - l}$$

代入 (58) 式中得：

$$\Pi = \eta_1 \frac{\partial u}{\partial x},$$

由此得：

$$d\Pi = \eta_1 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx.$$

将所得的 $d\Pi$ 的表达式代入 (57) 式，得

$$\mu dx \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \eta_1 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx$$

或

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \quad (59)$$

式中

$$a^2 = \frac{\eta_1}{\mu}.$$

(59) 式是众所周知的波动方程式。

达兰贝尔给出此方程式的通解为

$$u = f\left(t - \frac{x}{a}\right) + F\left(t + \frac{x}{a}\right),$$

式中 f 和 F —— 所含变量的任意函数。

函数 f 和 F 由起始条件和边界条件决定。

对于所研究的运动情况，起始条件是在运动开始时弹簧处于静止的松弛状态（即当 $t = 0$ 时， $u = 0$ ， $\frac{\partial u}{\partial t} = 0$ ）；边界条件是弹簧一端固定不动，而另一端按给定的规律移动（当 $x = 0$ 时， $u = \varphi(t)$ ，而当 $x = l$ 时 $u = 0$ ）。

利用这些条件，首先消去函数 F 。为此，我们对 u 的表达式取边界条件，当 $x = 0$ 时取 $u = \varphi(t)$ ，得：

$$f(t) + F(t) = \varphi(t).$$

由此可求出: $F(t) = \varphi(t) - f(t)$ 。

在時間 t 为大于零的任意值时, 此等式都能成立, 此当

$$t + \frac{x}{a} > 0$$

时, 此等式可以化为

$$F\left(t + \frac{x}{a}\right) = \varphi\left(t + \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right).$$

将函数 $F\left(t + \frac{x}{a}\right)$ 的上一表达式代入 u 的表达式中, 得

$$u = f\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right) + \varphi\left(t + \frac{x}{a}\right). \quad (60)$$

現在的問題是要用函数 φ 来表示函数 f 。

为此, 我們对 (60) 式取起始条件, 当 $t = 0$ 时取 $u = 0$, 得

$$f\left(-\frac{x}{a}\right) - f\left(\frac{x}{a}\right) + \varphi\left(\frac{x}{a}\right) = 0. \quad (61)$$

当 $0 \leq x \leq l$ 时或 $0 \leq -\frac{x}{a} \leq -\frac{l}{a}$ 时, 此等式都能成立。

当 $0 \leq \psi \leq -\frac{l}{a}$

时, (61) 式可以写成一般的形式:

$$f(-\psi) - f(\psi) + \varphi(\psi) = 0.$$

如果取 u 量对時間的偏导数, 則得

$$\frac{\partial u}{\partial t} = f'\left(t - \frac{x}{a}\right) - f'\left(t + \frac{x}{a}\right) + \varphi'\left(t + \frac{x}{a}\right).$$

对此式取起始条件, 即当 $t = 0$ 时取 $\frac{\partial u}{\partial t} = 0$, 可得:

$$f'\left(-\frac{x}{a}\right) - f'\left(\frac{x}{a}\right) + \varphi'\left(\frac{x}{a}\right) = 0$$

或者

$$0 \leq \psi \leq -\frac{l}{a}$$

时, 写为

$$f'(-\psi) - f'(\psi) + \varphi'(\psi) = 0. \quad (62)$$

前面曾求得表达式:

$$f(-\psi) - f(\psi) + \varphi(\psi) = 0.$$

微分后, 可得

$$-f'(-\psi) - f'(\psi) + \varphi'(\psi) = 0.$$

由此式中减去 (62) 式, 在

$$0 \leq \psi \leq \frac{l}{a}$$

时, 得:

$$-2f'(-\psi) = 0$$

或

$$f'(-\psi) = 0.$$

因而,

$$f(-\psi) = C,$$

式中 C 是一常数。

一面曾求得表达式

$$f(-\psi) = f(\psi) + \varphi(\psi) = 0.$$

将函数值 $f(-\psi) = C$ 代入, 可得

$$f(\psi) = \varphi(\psi) + C.$$

在

$$0 \leq \psi \leq \frac{x}{a}$$

时, 取

$$\psi = t + \frac{x}{a}$$

和

$$\psi = t - \frac{x}{a}$$

可得:

$$f\left(t + \frac{x}{a}\right) = \varphi\left(t + \frac{x}{a}\right) + C,$$

$$f\left(t - \frac{x}{a}\right) = \varphi\left(t - \frac{x}{a}\right) + C.$$

将所得的 $f\left(t + \frac{x}{a}\right)$ 和 $f\left(t - \frac{x}{a}\right)$ 的表达式代入 (60) 式中, 当

$$0 \leq t - \frac{x}{a} \leq \frac{l}{a} \quad (63)$$

时, 可得

$$u = \varphi\left(t - \frac{x}{a}\right)$$

或者当取

$$0 \leq \psi \leq \frac{l}{a}$$

时, 写为 $\mu = \varphi(\psi)$ 。

μ 的最后表达式并不包含常数 C , 所以取 $C = 0$ 也不致破坏结论的普遍性。因此, 这时可得:

$$f(\psi) = 0。$$

为了得出当函数 ψ 在 $0 \leq \psi \leq \frac{l}{a}$ 的极限内变化时 μ 量的表达式, 必须查明在 $\psi \geq \frac{l}{a}$ 时的函数 $f(\psi)$ 。

为此, 必须利用第二个边界条件, 即当 $x = l$ 时 $\mu = 0$ 的条件。

利用 μ 的表达式

$$\mu = f\left(x - \frac{l}{a}\right) - f\left(x + \frac{l}{a}\right) + \varphi\left(x + \frac{l}{a}\right)$$

当 $x = l$ 时, 得

$$f\left(l - \frac{l}{a}\right) - f\left(l + \frac{l}{a}\right) + \varphi\left(l + \frac{l}{a}\right) = 0。$$

在此表达式中令 $l + \frac{l}{a} = \psi$, 则得

$$f(\psi) = \varphi(\psi) + f\left(\psi - \frac{2l}{a}\right)。 \quad (64)$$

可以利用此表达式来求 $\psi \geq \frac{l}{a}$ 时的函数 $f(\psi)$ 。

当 $0 \leq \psi \leq \frac{2l}{a}$ 时, 函数 $f\left(\psi - \frac{2l}{a}\right) = 0$ 。

因此, 函数 $f(\psi)$ 的表达式变为:

$$f(\psi) = \varphi(\psi)。$$

当取 $\frac{2l}{a} < \psi < \frac{4l}{a}$ 时, 将有 $0 \leq \psi - \frac{2l}{a} < \frac{2l}{a}$, 因此,

$$f\left(\psi - \frac{2l}{a}\right) = \varphi\left(\psi - \frac{2l}{a}\right)。$$

所以, 当 $\frac{2l}{a} < \psi < \frac{4l}{a}$ 时,

$$f(\psi) = \varphi(\psi) + \varphi\left(\psi - \frac{2l}{a}\right)。$$

当取 $\frac{4l}{a} \leq \psi \leq \frac{6l}{a}$ 时, 将有 $\frac{2l}{a} \leq \psi - \frac{2l}{a} \leq \frac{4l}{a}$ 。

因而,

$$f\left(\psi - \frac{2l}{a}\right) = \varphi\left(\psi - \frac{2l}{a}\right) + \varphi\left(\psi - \frac{4l}{a}\right)。$$

所以, 当 $\frac{4l}{a} \leq \psi \leq \frac{6l}{a}$ 时,

$$f(\psi) = \varphi(\psi) + \varphi\left(\psi - \frac{2l}{a}\right) + \varphi\left(\psi - \frac{4l}{a}\right)。 \quad (65)$$

利用类似的方法, 可以得出当 ψ 量在任意极限内变化时, 函数 $f(\psi)$ 的表达式。

应当指出, 当 ψ 值在 $0 \leq \psi \leq \frac{6l}{a}$ 的界限内变化时, 函数 $f(\psi)$ 的上述表达式都可以利用, 但是当 ψ 值不大, 因而在括弧内形成负值的各项, 应该捨去。例如, 当 $0 \leq \psi \leq \frac{4l}{a}$ 时, 差数 $\psi - \frac{4l}{a} \leq 0$, 在这种情况下, (65) 式的最后一项应当捨掉, 于是得:

$$f(\psi) = \varphi(\psi) + \varphi\left(\psi - \frac{2l}{a}\right)。$$

利用 (65) 式, 将 $f(\psi)$ 的相应值代入

$$\mu = f\left(\tau - \frac{x}{a}\right) + f\left(\tau + \frac{x}{a}\right) + \mu\left(\tau + \frac{x}{a}\right)$$

中, 可得 μ 的表达式。

取 $\psi = \tau - \frac{x}{a}$ 和 $\psi = \tau + \frac{x}{a}$, 根据 (65) 式可求出:

$$\begin{aligned} f\left(\tau - \frac{x}{a}\right) &= \varphi\left(\tau - \frac{x}{a}\right) + \varphi\left(\tau - \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right) \\ &\quad + \varphi\left(\tau - \frac{x}{a} - \frac{4l}{a}\right), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f\left(\tau + \frac{x}{a}\right) &= \varphi\left(\tau + \frac{x}{a}\right) + \varphi\left(\tau + \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right) \\ &\quad + \varphi\left(\tau + \frac{x}{a} - \frac{4l}{a}\right)。 \end{aligned}$$

将函数 $f\left(\tau - \frac{x}{a}\right)$ 和 $f\left(\tau + \frac{x}{a}\right)$ 的公式代入 μ 的公式中,

可得

$$u = \varphi\left(t - \frac{x}{a}\right) - \varphi\left(t + \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right) + \varphi\left(t - \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right) - \varphi\left(t + \frac{x}{a} - \frac{4l}{a}\right) + \varphi\left(t - \frac{x}{a} - \frac{4l}{a}\right).$$

利用此式可以求得弹簧上任一横断面的速度 $\frac{\partial u}{\partial t}$ 和相对变形 $\frac{\partial u}{\partial x}$ 的公式:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} &= \varphi'\left(t - \frac{x}{a}\right) - \varphi'\left(t + \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right) + \varphi'\left(t - \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right) \\ &\quad - \varphi'\left(t + \frac{x}{a} - \frac{4l}{a}\right) + \varphi'\left(t - \frac{x}{a} - \frac{4l}{a}\right); \\ -\frac{\partial u}{\partial x} &= \frac{1}{a} \left[\varphi'\left(t - \frac{x}{a}\right) + \varphi'\left(t + \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right) \right. \\ &\quad \left. + \varphi'\left(t - \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right) + \varphi'\left(t + \frac{x}{a} - \frac{4l}{a}\right) \right. \\ &\quad \left. + \varphi'\left(t - \frac{x}{a} - \frac{4l}{a}\right) \right]. \end{aligned}$$

所得的公式适用于函数 ψ 在 $\frac{2l}{a} \leq \psi \leq \frac{6l}{a}$ 的界限内变化的情况, 其中 $\psi = t + \frac{x}{a}$ 和 $\psi = t - \frac{x}{a}$ 。

但是, 根据以上的意见, 所得的这个表达式同样适用于函数在 $0 \leq \psi \leq \frac{6l}{a}$ 界限内变化的情况。

利用这些表达式, 易于得出:

1) $0 \leq \psi \leq \frac{2l}{a}$ 时,

$$u = \varphi\left(t - \frac{x}{a}\right);$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \varphi'\left(t - \frac{x}{a}\right);$$

$$-\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{a} \varphi'\left(t - \frac{x}{a}\right);$$

2) $\frac{2l}{a} \leq \psi \leq \frac{4l}{a}$ 时,

$$u = \varphi\left(t - \frac{x}{a}\right) - \varphi\left(t + \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right);$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \varphi'\left(t - \frac{x}{a}\right) - \varphi'\left(t + \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right);$$

$$-\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{a} \left[\varphi'\left(t - \frac{x}{a}\right) + \varphi'\left(t + \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right) \right],$$

余依此类推。

分析“在 $0 \leq \psi \leq \frac{2l}{a}$ 时的公式，可以得出这样一个结论：由座标 x 所确定的弹簧断面在 $t = \frac{x}{a}$ 以前是停止不动的，因为在这以前决定函数 $\varphi\left(x - \frac{x}{a}\right)$ 的 $x - \frac{x}{a}$ 值是负的。

“在 $0 \leq \psi \leq \frac{2l}{a}$ 时的公式表明：弹簧上所有断面在经过 $\frac{x}{a}$ 的时间以后，都重复着弹簧末端 ($x = 0$) 的运动，而且这种运动以速度 a 在弹簧上传播着。变形波也以速度 a 在弹簧上传播。”
“在 $\frac{2l}{a} \leq \psi \leq \frac{4l}{a}$ 时的公式表明：当时间 $t > \frac{2l-x}{a}$ 时，座标为 x 的弹簧横断面的运动与反射变形波相重叠，因此对横断面的位移要加上反射变形波所产生的位移。

上面所讨论的是关于速度和相对变形的問題。

根据弹簧上每一横断面的这种运动特性，能够制定一个非常简单的图解法，来研究各个簧圈的运动。

为了利用图解法来研究簧圈的运动，就必须知道变形波从弹簧的一端朝一个方向传播到另一端所需的时间。

此时间可用下式求出：

$$t_1 = \frac{l_0}{a},$$

式中 l_0 ——自由状态时的弹簧长度；

a ——变形波沿弹簧向一个方向传播的速度。

前面曾确定

$$a^2 = \frac{\mu}{\eta_1},$$

式中 μ ——弹簧单位长度的质量；

η_1 ——弹簧单位长度的刚度。

将 a 的这个表达式代入 t_1 的公式中，则得

$$t_1 = l_0 \sqrt{\frac{\eta_1}{\mu}}.$$

把弹簧总的刚度 ($\eta = \frac{\eta_1}{l_0}$) 和总的质量 ($m = \mu l_0$) 代入上式，

得：

$$t_1 = \sqrt{\frac{\eta}{m}}$$

对于金属丝的断面为圆形的圆柱螺旋弹簧而言, 时间 t 可用弹簧的尺寸表示。

实际上, 对于金属丝的断面为圆形的圆柱形螺旋弹簧, 可以取

$$m = \frac{\pi d^2}{4} \frac{2\pi r n \delta}{g};$$

$$\eta = \frac{G d^4}{64 \pi r^3}$$

式中 d ——弹簧金属丝的直径;

r ——弹簧的平均半径;

n ——弹簧圈的数量;

δ ——弹簧材料的比重;

G ——第二弹性系数(即注: 或称抗切弹性系数)。

将 m 和 η 值代入 t_1 的公式中, 对钢质弹簧可得:

$$t_1 = \frac{r^2 \delta}{18000 d} \text{ (秒)}。$$

在利用此式时, r 和 d 应当以厘米为单位。

例如, $r = 1$ 厘米; $n = 18$ 和 $d = 0.1$ 厘米时, 得

$$t_1 = 0.01 \text{ 秒}。$$

为了用图解法研究弹簧圈的运动, 必须作一长方形, 令其高度等于弹簧在伸张状态时的长度 l_0 , 其底边等于几个表示时间 t_1 的线段, 时间比例尺为 α_{t_1} 。

其次, 必须画一曲线来表示弹簧末端 ($x = 0$) 的位移与时间的函数关系 $s = s = \varphi(t)$ (图 65 表示弹簧压缩的情况), 并且画若干直的斜线来表示变形波的行程与时间的函数关系。

为了研究座标为 x 的任

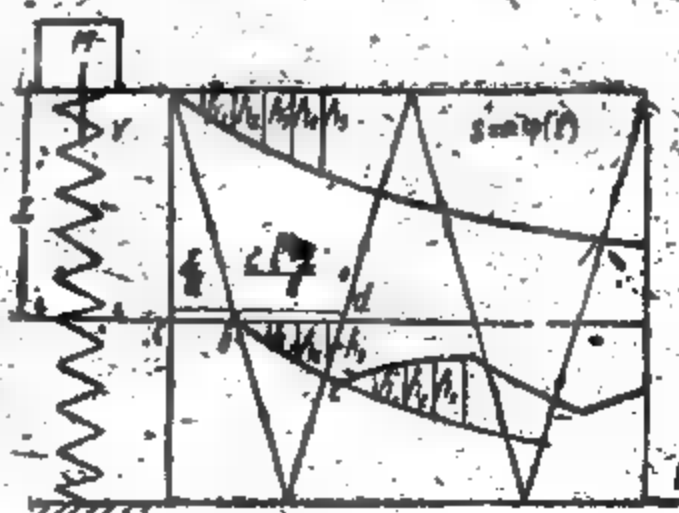


图65 弹簧圈振动的图解。

一彈簧橫斷面（例如， i —— i ）的运动，必須通过此橫断面画一水平线，并且过此线与第一条表示变形波行程的斜线的交点（ b 点）作 $s = \varphi(t)$ 曲线。

这时，线段 cb 以比例 α 表示时间 $t_0 = \frac{x}{v}$ ，在彈簧末端（ $x = 0$ ）开始运动以后的这段时间内，彈簧的这个橫断面处于静止状态，由 b 点作出的曲线 $s = \varphi(t)$ 将表明此橫断面的位移，直到由彈簧末端（ $x = l$ ）传来的反射变形波影响其位移时为止。这样作图时，橫断面 i —— i 由时间 $t_0 = \frac{x}{v}$ 起重复着彈簧末端（ $x = 0$ ）的位移。图中的线段 cd 代表一段时间，经过这段时间之后，反射变形波将作用在所研究的这个彈簧橫断面上。由于此反射变形波的作用，該橫断面的位移应取为它原有位移与因反射变形波而产生的位移之代数和。为了求出这个橫断面在反射变形波的作用下的总位移，必須由 d 点开始作出在纵坐标方向上离曲线 $s = \varphi(t)$ 的距离为 h_1, h_2, h_3, \dots 的曲线，如图 65 所示。

每当反射变形波由彈簧的两端传到所研究的橫断面时，都要重复类似的作图。这样作图的结果，就可以得出彈簧上座标为 x 的橫断面的位移与时间的关系曲线（此曲线見 65 图）。

用同样的方法，可以作出几个具有不同座标 x 的彈簧橫断面的位移曲线，并且可以根据这些曲线来判断各段彈簧压缩到簧圈相接触的可能性。

图 66 中有几条表示彈簧上不同橫断面的位移的曲线，同时，在圖有斜线的一段上，彈簧可能发生最大的变形，以致压缩各簧圈使之相接触。

必要时，完全可以类似地作出彈簧各橫断面的速度变化曲线和相对变形曲线。

研究彈簧圈运动的图解法，無論在彈簧压缩时或伸张时，都可使用。而且在开始运动时，彈簧也可以有一些預压。在彈簧有預压的情况下，当利用前面导出的公式求相对变形时，必須考虑彈簧在开始运动前的相对变形。

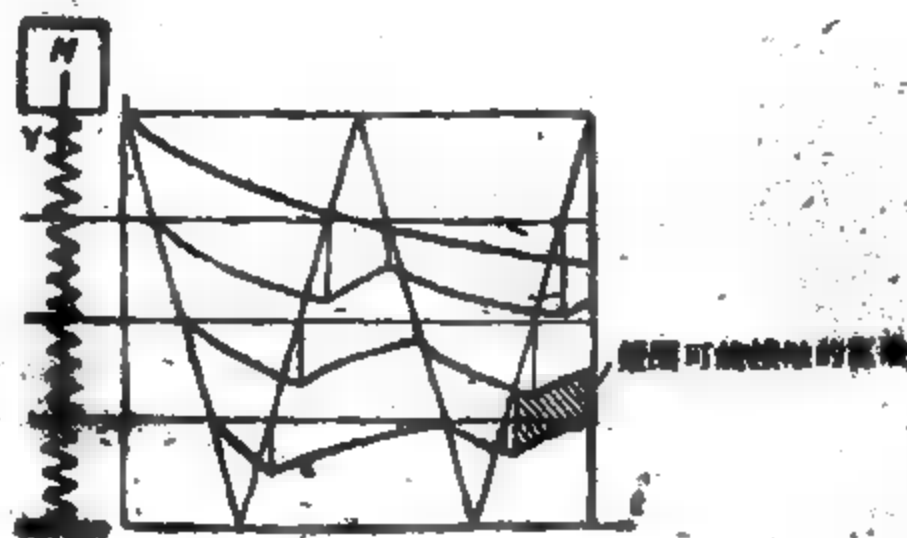


图66. 数个弹簧圈的振动图形。

图解法也可以用来研究弹簧圈在其他边界条件下的运动。

例如，在静止状态时自由伸张的弹簧，使其一端按规定的规律运动时，其簧圈的运动也可以用图解法予以研究。

在这种情况下，边界条件为 $x = l$ 时有：

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0,$$

因此在这种情况下，当弹簧运动时，各部分对其自由端的相对变形应当等于零。

前面曾求得表达式：

$$u = f\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right) + \varphi\left(t + \frac{x}{a}\right).$$

由此可求出

$$\frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{1}{a} \left[-f'\left(t - \frac{x}{a}\right) - f'\left(t + \frac{x}{a}\right) + \varphi'\left(t + \frac{x}{a}\right) \right].$$

当 $x = l$ 时，取此式等于零，则得

$$-f'\left(t - \frac{l}{a}\right) - f'\left(t + \frac{l}{a}\right) + \varphi'\left(t + \frac{l}{a}\right) = 0. \quad (66)$$

积分后可得

$$f\left(t - \frac{l}{a}\right) + f\left(t + \frac{l}{a}\right) - \varphi\left(t + \frac{l}{a}\right) = C, \quad (67)$$

式中 C 是任意常数。

当 $t = 0$ 时，

$$f\left(-\frac{l}{a}\right) + f\left(\frac{l}{a}\right) - \varphi\left(\frac{l}{a}\right) = C。$$

但当 $0 \leq x \leq \frac{l}{a}$ 时, 函数 $f\left(-\frac{l}{a}\right) = 0$, 函数

$$f\left(\frac{l}{a}\right) = \varphi\left(\frac{l}{a}\right)。$$

因此

$$C = 0。$$

所以 (67) 式可写为:

$$f\left(t + \frac{l}{a}\right) = \varphi\left(t + \frac{l}{a}\right) - f\left(t - \frac{l}{a}\right)。 \quad (68)$$

和前面一样, 引用新的变数 $\psi = t + \frac{l}{a}$, 得

$$f(\psi) = \varphi(\psi) - f\left(\psi - \frac{2l}{a}\right)。 \quad (69)$$

将此式与前面求得的 $f(\psi)$ 的表达式

$$f(\psi) = \varphi(\psi) + f\left(\psi - \frac{2l}{a}\right)$$

相比較, 就可看出, 在它們之間只是第二項的符号不同。

利用 (69) 式和表达式

$$u = f\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right) + \varphi\left(t + \frac{x}{a}\right)$$

可得出自由彈簧的任一橫斷面的位移的表达式为

$$\left(0 \leq \psi \leq \frac{6l}{a} \text{ 时};\right)$$

$$\begin{aligned} u = & \varphi\left(t - \frac{x}{a}\right) + \varphi\left(t + \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right) - \varphi\left(t - \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right) \\ & - \varphi\left(t + \frac{x}{a} - \frac{4l}{a}\right) + \varphi\left(t - \frac{x}{a} - \frac{4l}{a}\right)。 \end{aligned}$$

对于所研究的彈簧运动情况, 速度 $\frac{\partial u}{\partial t}$ 和相对变形 $\frac{\partial u}{\partial x}$ 的表达式可相应地写为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} = & \varphi'\left(t - \frac{x}{a}\right) + \varphi'\left(t + \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right) - \varphi'\left(t - \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right) \\ & - \varphi'\left(t + \frac{x}{a} - \frac{4l}{a}\right) + \varphi'\left(t - \frac{x}{a} - \frac{4l}{a}\right), \\ -\frac{\partial u}{\partial x} = & \frac{1}{a} \left[\varphi'\left(t - \frac{x}{a}\right) - \varphi'\left(t + \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right) \right. \end{aligned}$$

$$= -\varphi' \left(t - \frac{x}{a} - \frac{2l}{a} \right) + \varphi' \left(t + \frac{x}{a} - \frac{4l}{a} \right) \\ + \varphi' \left(t - \frac{x}{a} - \frac{4l}{a} \right) \Big].$$

在这种情况下，弹簧上各个簧圈的位移曲线如图 67 所示。

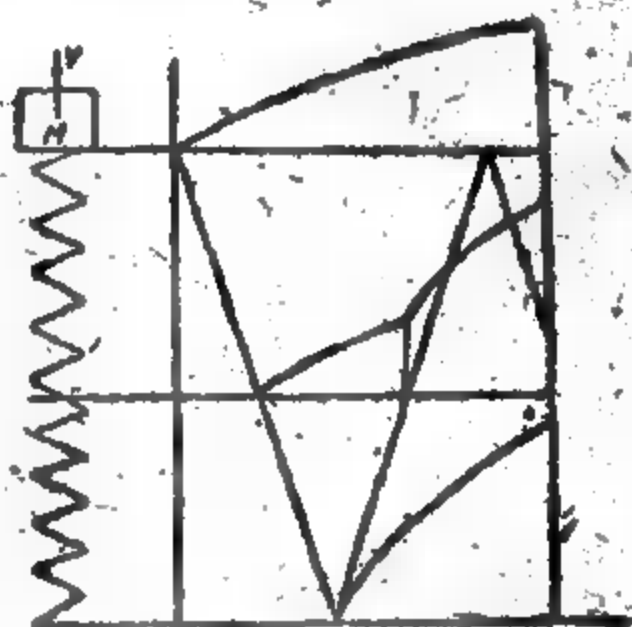


图67 一端活动的弹簧圈之振动。

§5. 自动武器中零件组在弹簧作用下的运动

现在我们来研究具有两个自由度的自动机各活动部分的运动 (图68)，并证明用图解解析法来研究这种运动的可能性。这个问题是很有意义的，因为图 68 所示的运动情况，在自动武器内的应用很广泛。

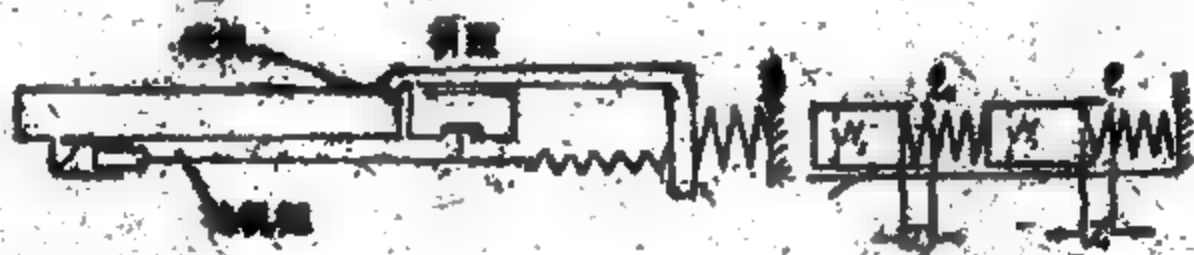


图68 在弹簧作用下，自动武器各零件组的运动略图。

具有缓冲器的自动武器的运动，枪机框的立柱附有缓冲装置 (译注：如勃然式轻机枪中枪机框内的缓冲装置) 时，枪机和枪机框的运动，以及武器或其各部分的其他运动形式，都遵循图68所

示的方案。

我們首先假設，運動系統只受彈簧力的作用，而不受隨時間變化（按任意規律）的力的作用，摩擦力也暫不計算。

為了求得運動系統在這種情況下的微分方程式，我們利用第二類拉格蘭日方程

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = 0,$$

式中 L —— 運動勢，它等於運動系統的動能 T 與勢能 U 之差

$$L = T - U;$$

q —— 廣義座標；

t —— 時間。

所研究的運動系統的動能和勢能可以寫為：

$$T = \frac{1}{2} [M_1 \dot{x}_1^2 + M_2 \dot{x}_2^2]$$

和
$$U = \frac{1}{2} [\eta_1 (x_1 + f_1)^2 + \eta_2 (x_2 + f_2 - x_1)^2],$$

式中 x_1 和 x_2 —— 質量 M_1 和 M_2 的座標（圖68）；

f_1 和 f_2 —— 彈簧預壓量；

η_1 和 η_2 —— 彈簧剛度；

M_1 和 M_2 —— 運動物體的質量。

勢能的表达式可寫為：

$$U = \frac{1}{2} [\eta_1 (x_1 + f_1)^2 + \eta_2 (x_2 + f_2 - x_1 + f_1 + f_1)^2].$$

為了簡化以後的研究，我們導出新的座標

$$y = x_1 + f_1,$$

$$z = x_2 + f_2 + f_1.$$

引入新座標後，勢能和動能的表达式就可寫為：

$$U = \frac{1}{2} [\eta_1 y^2 + \eta_2 (z - y)^2] = \frac{1}{2} [y^2 (\eta_1 + \eta_2) + \eta_2 z^2 - 2\eta_2 zy],$$

$$T = \frac{1}{2} [M_1 \dot{y}^2 + M_2 \dot{z}^2].$$

這時，運動勢的表达式為：

$$L = \frac{1}{2} [M_1 \dot{y}^2 + M_2 \dot{z}^2 - (\eta_1 + \eta_2)y^2 - \eta_2 z^2 + 2\eta_3 xy]。$$

利用这些表达式, 可得

$$\frac{\partial L}{\partial y} = -(\eta_1 + \eta_2)y + \eta_3 z;$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{y}} = M_1 \dot{y};$$

$$\frac{\partial L}{\partial z} = -\eta_2 z + \eta_3 y;$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{z}} = M_2 \dot{z}。$$

因此

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial L}{\partial y} &= M_1 \ddot{y} + (\eta_1 + \eta_2)y - \eta_3 z = 0, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial L}{\partial z} &= M_2 \ddot{z} + \eta_2 z - \eta_3 y = 0。 \end{aligned} \right\} \quad (70)$$

将座标转换为遵循下列条件的主座标 θ_1 和 θ_2 时, 解此联立方程式的工作将大为简化:

$$y = \theta_1 + \theta_2, \quad z = \alpha_1 \theta_1 + \alpha_2 \theta_2,$$

式中 α_1 和 α_2 —— 常量系数。

将主座标代入运动势的表达式中, 则得

$$\begin{aligned} L = \frac{1}{2} [& \dot{\theta}_1^2 (M_1 + M_2 \alpha_1^2) + \dot{\theta}_2^2 (M_1 + M_2 \alpha_2^2) \\ & + 2\dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 (M_2 + M_2 \alpha_1 \alpha_2) - \theta_1^2 (\eta_1 + \eta_2 + \eta_3 \alpha_1^2 - 2\eta_3 \alpha_1) \\ & + \theta_2^2 (\eta_1 + \eta_2 - \eta_3 \alpha_2^2 - 2\eta_3 \alpha_2) + 2\theta_1 \theta_2 (\eta_1 + \eta_2 + \eta_3 \alpha_1 \alpha_2 \\ & - \eta_3 \alpha_1 - \eta_3 \alpha_2)]。 \end{aligned}$$

令常量系数 α_1 和 α_2 遵循下列条件

$$\eta_1 + \eta_2 + \eta_3 \alpha_1 \alpha_2 - \eta_3 \alpha_1 - \eta_3 \alpha_2 = 0,$$

$$M_1 + M_2 \alpha_1 \alpha_2 = 0,$$

便得

$$\alpha_{1,2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\eta_1}{\eta_2} + 1 - \frac{M_1}{M_2} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{\eta_1}{\eta_2} + 1 - \frac{M_1}{M_2} \right)^2 + \frac{M_1}{M_2}}。$$

根据 α_1 和 α_2 的值, 运动势的表达式可写为

$$L = \frac{1}{2} [\dot{\theta}_1^2 (M_1 + M_2 \alpha_1^2) + \dot{\theta}_2^2 (M_1 + M_2 \alpha_2^2)]$$

$$= \Theta_1^2(\eta_1 + \eta_2 + \eta_2\alpha_1^2 - 2\eta_2\alpha_1) - \Theta_2^2(\eta_1 + \eta_2 - \eta_2\alpha_2^2 - 2\eta_2\alpha_2)$$

或

$$L = -\frac{1}{2}[\Theta_1^2(M_1 + M_2\alpha_1^2) + \Theta_2^2(M_1 + M_2\alpha_2^2) - \Theta_1^2\eta_2\frac{\alpha_1 - \alpha_1}{\alpha_2 - 1} - \Theta_2^2\eta_2(\alpha_2 - 1)(\alpha_2 - \alpha_1)]$$

引用下列符号:

$$\eta_1 + \eta_2 + \eta_2\alpha_1^2 - 2\eta_2\alpha_1 = \eta_1\frac{\alpha_2 - \alpha_1}{1 - \alpha_2} = A,$$

$$\eta_1 + \eta_2 - \eta_2\alpha_2^2 - 2\eta_2\alpha_2 = \eta_2(\alpha_2 - 1)(\alpha_2 - \alpha_1) = B$$

并运用第二类拉格朗日方程式:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\Theta}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \Theta} = 0,$$

便可得下列微分方程式:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\Theta}_1}\right) - \frac{\partial L}{\partial \Theta_1} = \Theta_1(M_1 + M_2\alpha_1^2) + \Theta_1 A = 0;$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\Theta}_2}\right) - \frac{\partial L}{\partial \Theta_2} = \Theta_2(M_1 + M_2\alpha_2^2) + \Theta_2 B = 0.$$

这两个微分方程式中各含有一个变量, 其解可取为:

$$\Theta_1 = C_1 \sin(p_1 t + k_1), \quad (71)$$

$$\Theta_2 = C_2 \sin(p_2 t + k_2), \quad (72)$$

式中 p_1 和 p_2 —— 振动频率

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= \sqrt{\frac{A}{M_1 + M_2\alpha_1^2}} \\ p_2 &= \sqrt{\frac{B}{M_1 + M_2\alpha_2^2}} \end{aligned} \right\} \quad (73)$$

C_1, C_2, k_1 和 k_2 —— 决定于起始条件的任意常数。

主坐标对时间的第一次导数为:

$$\dot{\Theta}_1 = C_1 p_1 \cos(p_1 t + k_1); \quad (74)$$

$$\dot{\Theta}_2 = C_2 p_2 \cos(p_2 t + k_2). \quad (75)$$

令所得表达式 (71、72、74、75) 遵循起始条件, 当 $t = 0$

时, 得

$$C_1 \sin k_1 = \Theta_{01}; \quad C_1 p_1 \cos k_1 = \dot{\Theta}_{01}; \quad (76)$$

$$C_2 \sin k_2 = \Theta_{02}; \quad C_2 p_2 \cos k_2 = \dot{\Theta}_{02}; \quad (77)$$

式中 $\theta_{01}, \theta_{02}, \dot{\theta}_{01}, \dot{\theta}_{02}$ ——主座标及其对时间的第一次导数的起始值。

这些量可由下列条件得出: $t = 0$ 时, $x_1 = 0; x_2 = 0; \dot{x}_1 = V_{01}; \dot{x}_2 = V_{02}$ 。

由座标间的关系式 $y = \theta_1 + \theta_2$ 和 $x = \alpha_1 \theta_1 + \alpha_2 \theta_2$ 得:

$$\left. \begin{aligned} \theta_1 &= \frac{x - \alpha_2 y}{\alpha_1 - \alpha_2} \\ \theta_2 &= \frac{\alpha_1 y - x}{\alpha_1 - \alpha_2} \end{aligned} \right\} \quad (78)$$

考虑当 $t = 0$ 时 $y = x_1 + f_1$ 和 $x = x_2 + f_1 + f_2$ 可得:

$$\theta_{01} = \frac{f_1 + f_2 - \alpha_2 f_1}{\alpha_1 - \alpha_2}; \quad \theta_{02} = \frac{\alpha_1 f_1 - f_1 - f_2}{\alpha_1 - \alpha_2}; \quad (79)$$

$$\dot{\theta}_{01} = \frac{V_{02} - \alpha_2 V_{01}}{\alpha_1 - \alpha_2}; \quad \dot{\theta}_{02} = \frac{\alpha_1 V_{01} - V_{02}}{\alpha_1 - \alpha_2}. \quad (80)$$

将 $\theta_{01}, \theta_{02}, \dot{\theta}_{01}, \dot{\theta}_{02}$ 值代入 (76)、(77) 式可得

$$C_1 = \sqrt{\theta_{01}^2 + \frac{\dot{\theta}_{01}^2}{\rho_1^2}} = \frac{\sqrt{(f_1 + f_2 - \alpha_2 f_1)^2 + (V_{02} - \alpha_2 V_{01})^2} \cdot \frac{1}{\rho_1}}{\alpha_1 - \alpha_2};$$

$$C_2 = \sqrt{\theta_{02}^2 + \frac{\dot{\theta}_{02}^2}{\rho_2^2}} = \frac{\sqrt{(\alpha_1 f_1 - f_1 - f_2)^2 + (\alpha_1 V_{01} - V_{02})^2} \cdot \frac{1}{\rho_2}}{\alpha_1 - \alpha_2};$$

$$k_1 = \text{arctg} \frac{\theta_{01} \rho_1}{\dot{\theta}_{01}} = \text{arctg} \frac{(f_1 + f_2 - \alpha_2 f_1) \rho_1}{V_{02} - \alpha_2 V_{01}};$$

$$k_2 = \text{arctg} \frac{\theta_{02} \rho_2}{\dot{\theta}_{02}} = \text{arctg} \frac{(\alpha_1 f_1 - f_1 - f_2) \rho_2}{\alpha_1 V_{01} - V_{02}}.$$

很明显, ρ_1 和 ρ_2 的表达式可以化为

$$\rho_1 = \sqrt{\frac{\eta_1}{M_2} + \alpha_2 \frac{\eta_2}{M_1}} = \sqrt{\frac{\eta_1}{M_1} \left(\frac{1}{1 - \frac{1}{\alpha_1}} \right)}, \quad (81)$$

和

$$\rho_2 = \sqrt{\frac{\eta_2}{M_2} + \alpha_1 \frac{\eta_1}{M_1}} = \sqrt{\frac{\eta_2}{M_1} \left(1 - \frac{1}{\alpha_1} \right)}. \quad (82)$$

如果将 α_1 和 α_2 的值代入, 则得

$$\rho_{1,2} = \frac{r}{2} \left(\frac{\eta_1 + \eta_2}{M_1} + \frac{\eta_2}{M_2} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{\eta_1 + \eta_2}{M_1} + \frac{\eta_2}{M_2} \right)^2 - \frac{\eta_1 \eta_2}{M_1 M_2}}. \quad (83)$$

把 (71、72、74、75) 等式与具有一个自由度的零件的运动方程式相比较, 就可看出, 这些公式在结构上没有原则区别, 这样就能够运用前面讲过的图解解析法来研究具有两个自由度的零件组的运动。

这时, 也可以完全类似地得出

$$\Theta_1 = f(t); \quad \dot{\Theta}_1 = f'(t); \quad \Theta_2 = f(t); \quad \dot{\Theta}_2 = f'(t).$$

的图解, 利用座标图的关系式 $y = \Theta_1 + \Theta_2$; $x = a_1\Theta_1 + a_2\Theta_2$ 和 $y = x_1 + f_1$, $x = x_2 + f_1 + f_2$, 就可作出下列图解:

$$x_1 = f(t); \quad \dot{x}_1 = V_1 = f'(t); \quad x_2 = f(t); \quad \dot{x}_2 = V_2 = f'(t).$$

如果在与弹簧相联的两个物体上, 作用着随时间而变化的力 Q_1 和 Q_2 , (力 Q_1 和 Q_2 沿座标 x_1 和 x_2 的方向作用), 则物体的运动微分方程式将为:

$$M_1 y'' + (\eta_1 + \eta_2)y - \eta_2 x = Q_1, \quad (84)$$

$$M_2 x'' + \eta_2 x - \eta_1 y = Q_2. \quad (85)$$

为了将座标转换为主座标, 我们可运用虚位移原理。当座标出现 δy 和 δx 的微变量时, 力 Q_1 和 Q_2 在运动系统的位移上所作的单元功为:

$$\delta w = Q_1 \delta y + Q_2 \delta x. \quad (86)$$

将上面所求的座标关系式 $y = \Theta_1 + \Theta_2$ 和 $x = a_1\Theta_1 + a_2\Theta_2$ 代入, 则得

$$\delta w = Q_1(\delta\Theta_1 + \delta\Theta_2) + Q_2(a_1\delta\Theta_1 + a_2\delta\Theta_2)$$

$$\text{或} \quad Q_1\delta y + Q_2\delta x = (Q_1 + a_1Q_2)\delta\Theta_1 + (Q_1 + a_2Q_2)\delta\Theta_2.$$

因此, 加在主座标上的广义力为

$$q_1 = Q_1 + a_1Q_2, \quad (87)$$

$$q_2 = Q_1 + a_2Q_2. \quad (88)$$

因此, 以主座标表示的运动系统的微分方程式为

$$\ddot{\Theta}_1(M_1 + M_2 a_1^2) + \Theta_1 A = q_1, \quad (89)$$

$$\ddot{\Theta}_2(M_1 + M_2 a_2^2) + \Theta_2 B = q_2. \quad (90)$$

因为这些方程式是独立的, 所以对于运动系统只有一个自由

度时的有关結論，完全适用于这些方程式。

微分方程式 (89) 和 (90) 与 (35) 式相似，在以阶梯规律代替力 q_1 和 q_2 的平滑变化规律时，就可以用前面讲过的图解解析法来解这些方程式。

这些表征具有两个自由度的自动武器中零件组的运动的微分方程式，在研究自动机和弹性缓冲器的相互影响时，有可能大大地简化。

为了探讨简化这些方程式的可能性，我们再回头研究一下 (70) 式

$$M_1 \ddot{x} + (\eta_1 + \eta_2)x - \eta_2 y = 0,$$

$$M_2 \ddot{y} + \eta_2 y - \eta_2 x = 0.$$

将 $x = x_1 + f_1$ 和 $y = x_2 + f_2 + f_3$ 代入这些方程式，得：

$$M_1 \ddot{x}_1 + (\eta_1 + \eta_2)(x_1 + f_1) - \eta_2(x_2 + f_2 + f_3) = 0, \quad (91)$$

$$M_2 \ddot{x}_2 + \eta_2(x_2 + f_2 + f_3) - \eta_2(x_1 + f_1) = 0. \quad (92)$$

(91) 和 (92) 式很容易变为

$$M_1 \ddot{x}_1 + \eta_1(x_1 + f_1) - \eta_2(x_2 + f_2 - x_1) = 0, \quad (93)$$

$$M_2 \ddot{x}_2 + \eta_2(x_2 + f_2 - x_1) = 0. \quad (94)$$

研究一下这两个方程式中的 $x_2 + f_2 - x_1$ 这一项，并根据对自动武器各缓冲器工作的研究，来估计该项的数值，就可以知道 x_1 的数值通常不超过 $x_2 + f_2$ 之和的 2%。

因此可将变量 x_1 当作常量，并在计算中取其为某一平均值，或者根本不予考虑。在这种情况下，计算 $x_2 + f_2 - x_1$ 和力 $(x_2 + f_2 - x_1)\eta_2$ 时产生的误差都不应超过 2%。

虽然这些误差可能很重要，但是（考虑到现在所谈的是在求复进簧的内力时所产生的误差）应该认为是完全许可的，因为在自动机工作时，通常采用许多更重要的假设来计算这些内力（例如，不考虑各零件在运动过程中由于倾斜所产生的摩擦力的影响等等）。下面用实例来说明所取假设对主要运动特征量的影响。

根据所取假设，可取 $f_2 - x_1 \approx f'_2$ ，式中 f'_2 是一常量。

于是, (93)、(94)式可写为:

$$M_1 \ddot{x}_1 + \eta_1(x_1 + f_1) - \eta_2(x_2 + f_2) = 0, \quad (95)$$

$$M_2 \ddot{x}_2 + \eta_2(x_2 + f_2) = 0. \quad (96)$$

转换到新坐标:

$$y = f_1 + x_1 \text{ 和 } z = f_2 + x_2 \quad (97)$$

上可得:

$$M_1 \ddot{y} + \eta_1 y - \eta_2 z = 0, \quad (98)$$

$$M_2 \ddot{z} + \eta_2 z = 0. \quad (99)$$

在这两个方程式中, 第一个方程式取决于 y 和 z 两个坐标, 因此, 也就取决于第二个方程式。

为了得出两个独立方程式, 我们换用坐标 θ_1' 和 θ_2' , 使其服从条件式:

$$\theta_1' = y - \alpha z,$$

$$\theta_2' = \alpha z,$$

在新坐标系中, 微分方程式将为:

$$M_1(\ddot{\theta}_1' + \ddot{\theta}_2') + \eta_1(\ddot{\theta}_1' + \ddot{\theta}_2') - \eta_2 \ddot{\theta}_2' \frac{1}{\alpha} = 0, \quad (100)$$

$$M_2 \ddot{\theta}_2' + \eta_2 \ddot{\theta}_2' = 0. \quad (101)$$

由 (101) 式得

$$\ddot{\theta}_2' = -\ddot{\theta}_2' \frac{\eta_2}{M_2},$$

将它代入 (100) 式, 使得

$$M_1 \ddot{\theta}_1' + \eta_1 \ddot{\theta}_1' = \ddot{\theta}_2' \left(\frac{\eta_2}{\alpha} - \eta_1 + \frac{M_1}{M_2} \eta_2 \right). \quad (102)$$

令 α 服从条件式

$$\frac{\eta_2}{\alpha} - \eta_1 + \frac{M_1}{M_2} \eta_2 = 0,$$

(100) 和 (101) 式便可化为:

$$M_1 \ddot{\theta}_1' + \eta_1 \ddot{\theta}_1' = 0; \quad (103)$$

$$M_2 \ddot{\theta}_2' + \eta_2 \ddot{\theta}_2' = 0, \quad (104)$$

式中

$$\theta_1' = y - \alpha z,$$

$$\theta_1' = \pi x_0$$

可以确信, 此时

$$\pi = \frac{1}{\frac{\eta_1}{\eta_2} - \frac{M_1}{M_2}}$$

(103)和(104)是两个独立的方程式, 其解将与(8)式和(9)式的形式相同。

当 x_1 的数值在所研究的运动时间内显著地小于 $x_2 + f_2$ 时, 就可运用这些近似公式。这就可以相当精确地估计采用近似式所引起的弹簧内力值的误差, 同时也可以估计采用近似式进行计算的可能性。但是, 严格地说, x_1 在某一时期的最大绝对值, 只有在研究了这一时期内的运动之后, 才能确定。不过, 这个缺点在大部分情况下并不成为选择研究方法的障碍, 因为 x_1 在所研究的运动期间的最大绝对值通常可以根据从类似条件中所得到的数值来估计。

这就提供了在研究自动机和弹性缓冲器的相互影响时, 采用近似计算公式的根据。

如果在所研究的零件上, 作用有随时间而变化的力, 则微分方程式将为:

$$M_1 \ddot{x} + \eta_1 \dot{x} - \eta_2 x = Q_{11} \quad (105)$$

$$M_2 \ddot{x} + \eta_2 x = Q_{21} \quad (106)$$

这些方程式容易化为:

$$M_1 \theta_1' + \eta_1 \theta_1' = q_{11} \quad (107)$$

$$M_2 \theta_2' + \eta_2 \theta_2' = q_{21} \quad (108)$$

式中

$$\theta_1' = \dot{x} - \pi x$$

$$\theta_2' = \pi x$$

$$q_{11} = Q_{11} - \pi \frac{M_1}{M_2} Q_{21}$$

$$q_{21} = \pi Q_{21}$$

(107)式和(108)式在原則上与(85)相同,并可用上述簡解解析法求解。

下面我們再討論一种研究枪管后座式武器的緩冲器工作時,具有实际意义的情况。在这种情况下,我們遇到的是具有三个自由度的运动系統。

这种运动系統的势能和动能的表达式可写为:

$$T = \frac{1}{2}(M_1 \dot{x}_1^2 + M_2 \dot{x}_2^2 + M_3 \dot{x}_3^2), \quad (109)$$

$$U = \frac{1}{2}[\eta_1(x_1 + f_1)^2 + \eta_2(x_2 + f_2 - x_1)^2 + \eta_3(x_3 + f_3 - x_1)^2], \quad (110)$$

式中 M_1, M_2, M_3 ——机匣、枪管、枪机的质量;

$f_1, f_2, f_3, \eta_1, \eta_2, \eta_3$ ——緩冲器簧、枪管复进簧、枪机复进簧的预压量和刚度;

x_1, x_2, x_3 ——机匣、枪管、枪机的座标。

轉換到新的座标

$$y = x_1 + f_1,$$

$$x = x_2 + f_2 + f_1,$$

$$z = x_3 + f_3 + f_1,$$

上, 可得:

$$T = \frac{1}{2}(M_1 \dot{y}^2 + M_2 \dot{x}^2 + M_3 \dot{z}^2),$$

$$U = \frac{1}{2}[\eta_1(y^2 + \eta_2 + \eta_3) + x^2 \eta_2 + z^2 \eta_3 - 2xy \eta_2 - 2yz \eta_3].$$

因此, 可得运动勢的表达式为:

$$L = T - U = \frac{1}{2}[M_1 \dot{y}^2 + M_2 \dot{x}^2 + M_3 \dot{z}^2 - y^2(\eta_2 + \eta_3 + \eta_1) - x^2 \eta_2 - z^2 \eta_3 + 2xy \eta_2 + 2yz \eta_3]. \quad (111)$$

运用拉格朗日方程式, 可得該系統的微分方程式为:

$$M_1 \ddot{y} + (\eta_1 + \eta_2 + \eta_3)y - \eta_2 x - \eta_3 z = 0; \quad (112)$$

$$M_2 \ddot{x} + \eta_2 x - \eta_2 y = 0; \quad (113)$$

$$M_3 \ddot{z} + \eta_3 z - \eta_3 y = 0. \quad (114)$$

我們可以积分 (112、113、114) 等式, 以建立式中各个座标与时间的关系式。但是, 这样得出的表达式过于复杂, 不便于实际运用。

如果质量 M_2 (枪机) 的运动与质量 M_1 (机匣) 的运动无关, 就可以显著地简化这种运动情况的研究方法。

为了说明采用这种假定的可能性, 我们将 y, z, l 等座标值代入 (112、113、114) 等式中, 把它们写为:

$$M_1 \ddot{x}_1 + (\eta_1 + \eta_2)(x_1 + f_1) - \eta_2(x_2 + f_1 + f_2) - \eta_3(x_2 + f_2 - x_1) = 0; \quad (115)$$

$$M_2 \ddot{x}_2 + \eta_2(x_2 + f_1 + f_2) - \eta_3(x_1 + f_1) = 0; \quad (116)$$

$$M_3 \ddot{x}_3 + \eta_3(x_2 + f_2 - x_1) = 0. \quad (117)$$

在 (115) 和 (117) 式中, x_1 与 $x_2 + f_2$ 比较起来数值很小, 可以忽略, 引用新的座标 $l' \approx x_1 + f_1$, 并重新取座标 $y = x_1 + f_1$ 和 $z = x_2 + f_1 + f_2$, 使得

$$M_1 \ddot{y} + (\eta_1 + \eta_2)y - \eta_2 z - \eta_3 l' = 0; \quad (118)$$

$$M_2 \ddot{z} + \eta_2 z - \eta_3 y = 0; \quad (119)$$

$$M_3 \ddot{l}' + \eta_3 l' = 0. \quad (120)$$

(120) 式与 (118) 和 (119) 式无关, 其解为:

$$l' = C_3 \sin(p_3 t + k_3).$$

将 l' 值代入 (118) 式中, 可得下列方程式, 以代替 (118) 和 (119) 式:

$$M_1 \ddot{y} + (\eta_1 + \eta_2)y - \eta_2 z = \eta_3 C_3 \sin(p_3 t + k_3), \quad (121)$$

$$M_2 \ddot{z} + \eta_2 z - \eta_3 y = 0. \quad (122)$$

转换为主座标之后, (121) 和 (122) 式可写为:

$$\ddot{\Theta}_1(M_1 + M_2 \alpha_1^2) + \Theta_1 A = \eta_3 C_3 \sin(p_3 t + k_3), \quad (123)$$

$$\ddot{\Theta}_2(M_2 + M_2 \alpha_2^2) + \Theta_2 B = \eta_3 C_3 \sin(p_3 t + k_3), \quad (124)$$

这两个方程式与 (89)、(90) 两式的形式相似。因此, 可以运用前面所讲的图解解析法来解这些方程式。

现在我们举出两个实例, 说明如何运用图解解析法来研究有

两个自由度的系统的运动。

例:

假设武器具有弹性缓冲器, 试研究机匣和枪机框 (与枪机一起) 在枪机开锁之后的运动 (图 68)。

起始运动时有如下的已知数据:

$$\eta_1 = 2300 \text{ 公斤/米};$$

$$f_1 = 9.6 \text{ 毫米};$$

$$M_1 = 1.0 \text{ 公斤} \cdot \text{秒}^2 / \text{米};$$

$$V_{01} = 0.25 \text{ 米/秒};$$

$$\eta_2 = 34 \text{ 公斤/米};$$

$$f_2 = 97 \text{ 毫米};$$

$$M_2 = 0.12 \text{ 公斤} \cdot \text{秒}^2 / \text{米};$$

$$V_{02} = 5.1 \text{ 米/秒}。$$

在这里 η_1 ; η_2 ——缓冲器簧和复进簧的刚度;

f_1 ; f_2 ——缓冲器簧和复进簧的预压量;

M_1 ; M_2 ——机匣、枪机框 (和枪机) 的质量;

V_{01} ; V_{02} ——机匣、枪机框的初速。

已知枪机框对机匣可作 $\lambda = 117$ 毫米的相对位移, 在枪机框走过这段相对路程之后, 即与机匣撞击, 随即复进。

试研究机匣的运动。为了比较计算的结果, 我们同时用精确式和近似式进行计算。

将已知数据代入有关公式中, 以求出精确式中的主要运动参数

$$\alpha_{1,2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\eta_1}{\eta_2} + 1 - \frac{M_1}{M_2} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{\eta_1}{\eta_2} + 1 - \frac{M_1}{M_2} \right)^2 + \frac{M_1}{M_2}};$$

$$\alpha_2 = 60.45; \quad \alpha_1 = -0.13;$$

$$\alpha_2 - \alpha_1 = 60.58;$$

$$p_1 = \sqrt{\frac{\eta_1}{M_1} \left(\frac{1}{1 - \frac{1}{\alpha_2}} \right)} = 48.36 \frac{1}{\text{秒}};$$

$$\rho_2 = \sqrt{\frac{\eta_2}{M_2} \left(1 - \frac{1}{\alpha_2} \right)} = 16.69 \frac{1}{\text{秒}};$$

$$\Theta_{01} = \frac{\alpha_2 f_1 - f_1 - f_2}{\alpha_2 - \alpha_1} = 0.0078 \text{ 米};$$

$$\Theta_{01} = \frac{\alpha_2 V_{01} - V_{02}}{\alpha_2 - \alpha_1} = 0.165 \frac{\text{米}}{\text{秒}};$$

$$\Theta_{02} = \frac{f_1 - f_2 - \alpha_1 f_1}{\alpha_2 - \alpha_1} = 0.0018 \text{ 米};$$

$$\Theta_{02} = \frac{V_{02} - \alpha_1 V_{01}}{\alpha_2 - \alpha_1} = 0.0847 \frac{\text{米}}{\text{秒}};$$

求出近似计算式中的主要运动参数:

$$\rho_1 = \sqrt{\frac{\eta_1}{M_1}} = 48 \frac{1}{\text{秒}};$$

$$\rho_2 = \sqrt{\frac{\eta_2}{M_2}} = 16.8 \frac{1}{\text{秒}};$$

$$n = \frac{1}{\frac{\eta_1}{\eta_2} - \frac{M_1}{M_2}} = 0.0169;$$

$$x_0 = f_2 = 0.097 \text{ 米};$$

$$z_0 = V_{02} = 5.1 \frac{\text{米}}{\text{秒}};$$

$$y_0 = nx_0 = 0.00796 \text{ 米};$$

$$t_0 = nz_0 = 0.164 \frac{\text{米}}{\text{秒}}.$$

利用这些数据, 就可以根据精确式图解出

$$\Theta_1 = f(t); \quad \Theta_2 = f(t);$$

$$\Theta_{01} = f(t); \quad \Theta_{02} = f(t)$$

等关系。根据近似式图解出:

$$x' = f(t); \quad z = f(t);$$

$$y - nx = f(t); \quad t - nt = f(t)$$

等关系。

所有这些关系式的图解如图 69 和 70 所示。图 69 是运用精确式的图解, 图 70 是运用近似式的图解●。

● 图 69 和 70 上的尺寸已经缩小了。

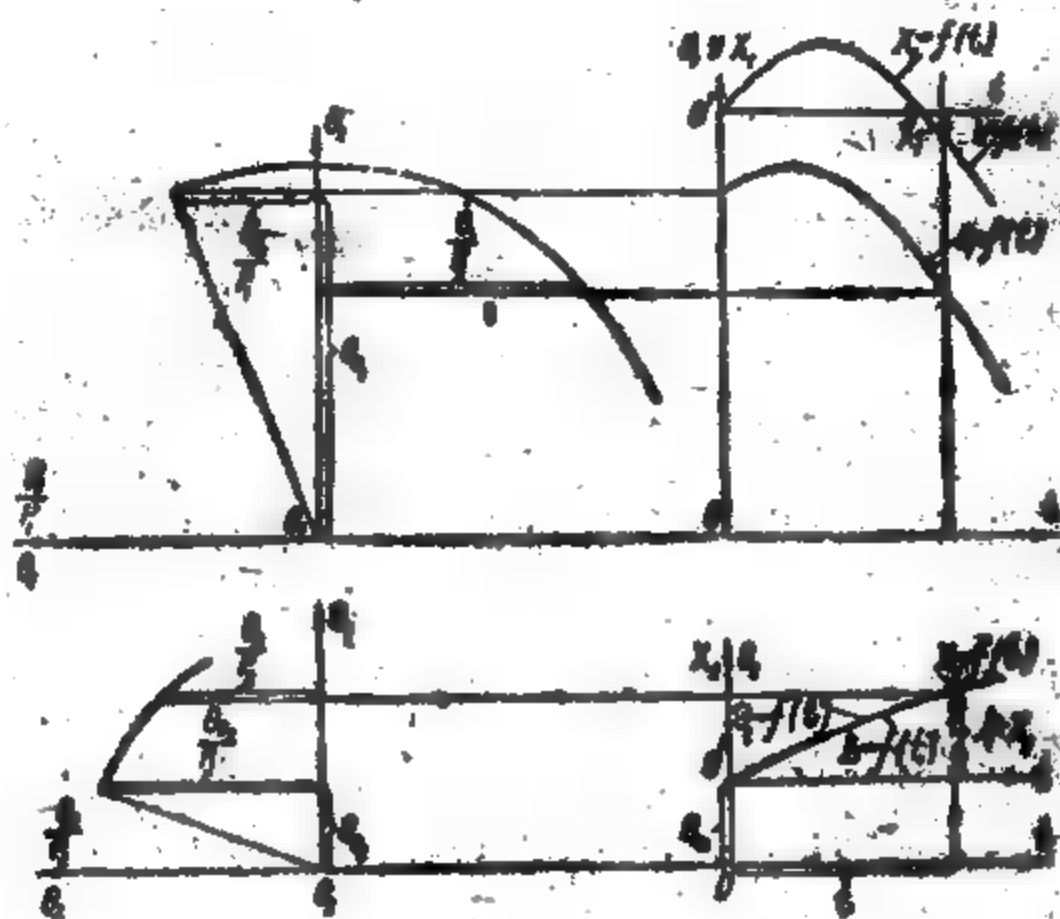


图69 根据精确式的运动图解研究。

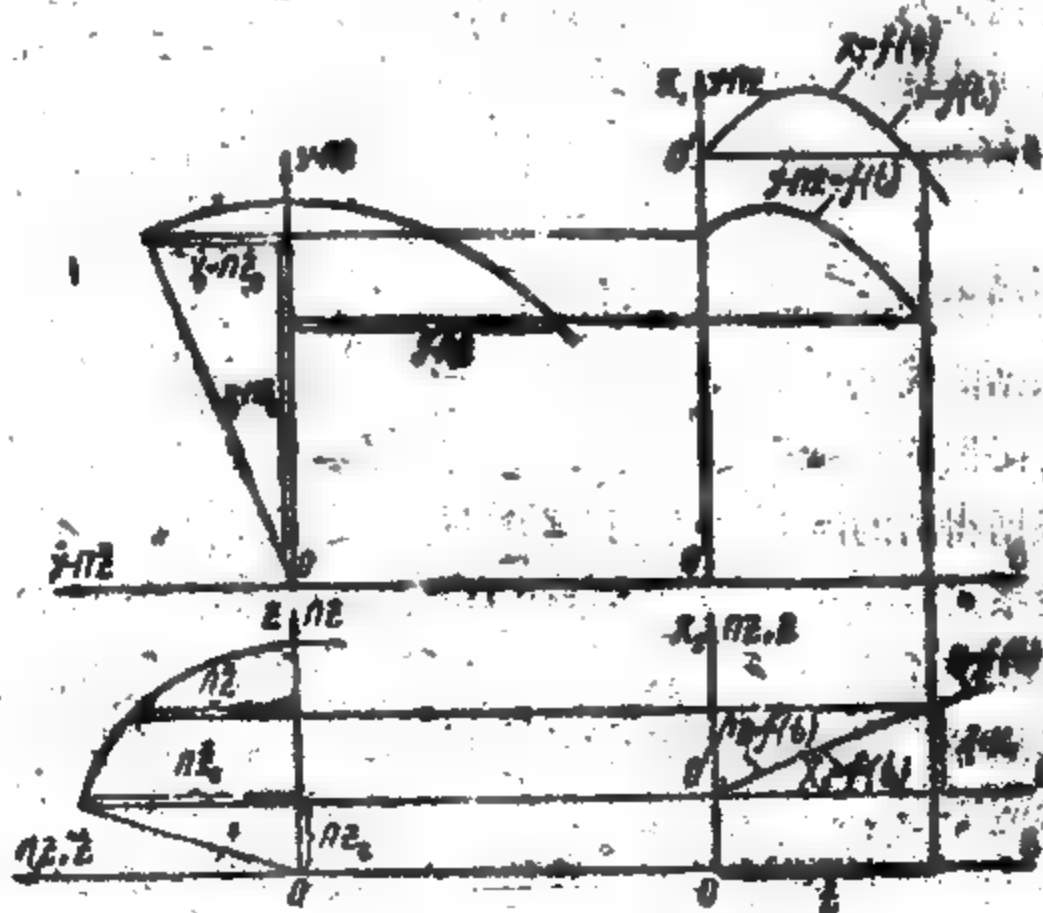


图70 根据近似式的运动图解研究。

根据精确式作图时，以比例尺 $\alpha_1 = 0.1$ 标出 θ 和 $\frac{\theta}{p}$ ， $\Delta\alpha$ 角取为 $\Delta\alpha = 0.262$ 或 15° ，时间比例尺取为 $\alpha_2 = 0.0005$ 秒/毫米。

在 $\theta = f(t)$ 的图上，时间座标的分段长度取为：

$$h_1 = \frac{h}{p_1 \alpha_1} = 10.84 \text{ 毫米}, \quad h_2 = \frac{\Delta\alpha}{p_2 \alpha_2} = 81.2 \text{ 毫米}.$$

θ_1 和 θ_2 的比例尺分别为：

$$\alpha_{\theta_1} = 0.004836 \text{ 米/秒} \cdot \text{毫米};$$

$$\alpha_{\theta_2} = 0.001669 \text{ 米/秒} \cdot \text{毫米}.$$

图 69 中的图解完全是根据前述之图解解析法完成的（见 105 页）。图右边的 $y = \theta_1 + \theta_2 = f(t)$ 曲线是直接将 $\theta_1 = f(t)$ 和 $\theta_2 = f(t)$ 两图的纵座标相加而得出的。

在图的右下方绘出

$$x = \alpha_1 \theta_1 + \alpha_2 \theta_2 = \alpha_1 \theta_1 \left(1 + \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \frac{\theta_2}{\theta_1} \right) = f(t)$$

的曲线，此曲线是以比例尺 $\alpha_x \alpha_1 = 5.048$ 作出的。

由于 $\frac{\alpha_2}{\alpha_1} \frac{\theta_2}{\theta_1}$ 的数值很小（与 1 相比），曲线 $x = f(t)$ 实际上与曲线 $\theta_1 = f(t)$ 相重合，但是 θ_1 和 x 的比例尺不同。

有了曲线 $y = f(t)$ 和 $x = f(t)$ ，考虑到 $y = x_1 + f_2$ 和 $x = x_1 + f_1 + f_2$ ，移动座标原点，就可得 $x_1 = f(t)$ 和 $x_2 = f(t)$ 的图解。

这两个图的座标原点是 O' 点（见图 69 右图）。

根据曲线 $x_1 = f(t)$ 和 $x_2 = f(t)$ ，可以求出与 $x_2 = x_1 + 1$ 相应的时间。

根据得到的时间，又可以求出与此时间相应的 x_1 、 θ_1 和 θ_2 。利用关系式 $v_1 = \theta_1 + \theta_2$ 和 $v_2 = \alpha_1 \theta_1 + \alpha_2 \theta_2$ ，可以求出速度值 $v_1 = x_1$ 和 $v_2 = x_2$ 。如何求已知瞬间的 x_1 、 v_1 和 v_2 的方法，在 69 图中已用箭头标明。我们测得这些线段的长度，乘以相应的比例尺之后便得：

$$x_1 = -0.3 \text{ 毫米},$$

$$v_1 = -0.243 \text{ 米/秒}.$$

$$V_1 = 3.89 \text{ 米/秒。}$$

下面再根据近似式图解同一问题 (图 70)。

在这里取 $y - nx$ 和 nx 的比例尺为 $\alpha_r = 0.1$, 取 $\Delta\alpha$ 角为 $\Delta\alpha = 0.262$ 。

时间比例尺取为 $\alpha_t = 0.0005 \text{ 秒/毫米}$ 。

根据此比例 α_r 和 $\Delta\alpha$ 的值, 在 $y - nx = f(t)$ 和 $nx = f(t)$ 两图中取时间座标的分段长度为:

$$h_1 = \frac{\Delta\alpha}{p_1 \alpha_r} = 10.9 \text{ 毫米,}$$

$$h_2 = \frac{\Delta\alpha}{p_2 \alpha_r} = 31.2 \text{ 毫米。}$$

$y - nx$ 和 nx 的作图比例尺分别为:

$$\alpha_{r1} = p_1 \alpha_r = 0.0048 \text{ 米/秒·毫米;}$$

$$\alpha_{r2} = p_2 \alpha_r = 0.00168 \text{ 米/秒·毫米。}$$

图 70 的作图法与图 69 相似。

在图右边作曲线 $y = f(t)$; 此曲线是由 $y - nx = f(t)$ 和 $nx = f(t)$ 两曲线在同一瞬间的纵座标相加而得出的。

我们注意到, 图右下方的曲线 $nx = f(t)$ 也可以是 $x = f(t)$ 的曲线, 但其比例尺不同。

在此图中 x 量的比例尺为 $\frac{\alpha_r}{n} = 5.92$ 。

有了 $y = f(t)$ 和 $x = f(t)$ 两图之后, 移动坐标原点, 就可以得出 $x_1 = f(t)$ 和 $x_2 = f(t)$ 的图解。 $x_1 = f(t)$ 和 $x_2 = f(t)$ 两图的坐标原点是 O' 点。

其次, 可以如图 69 一样, 在 $x_2 = f(t)$ 的图中标出 $\lambda + x_1$ 之值, 并求出与此量相对应的时间。

根据所得时间, 求出与 nx ;

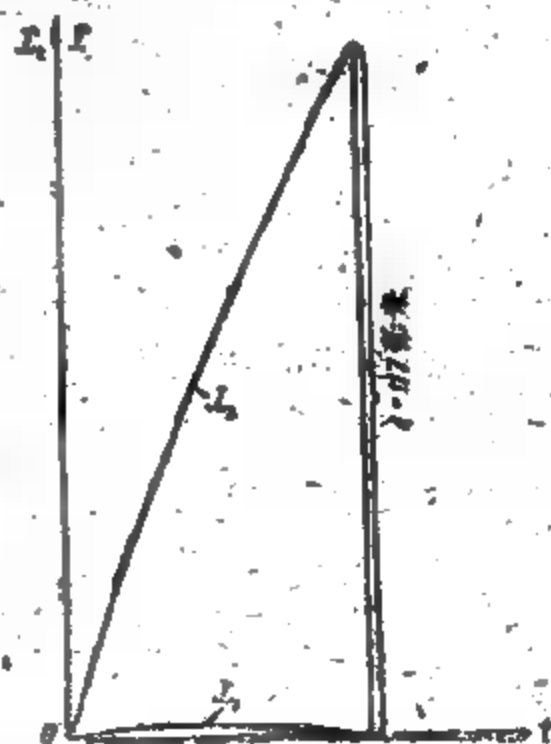


图 71 $x_2 = f(t)$ 和 $x_1 = f(t)$

$\delta = nx$; 和 x_1 成比例的綫段。根据这些量和关系式 $\dot{x}_1 = \dot{\delta}$, $\dot{x}_2 = \dot{x}_1$, 求出机匣和自动机活动部分在此时的速度 $V_1 = \dot{x}_1$ 和 $V_2 = \dot{x}_2$ 。

测得图上各綫段的长度, 乘以比例尺, 得:

$$x_1 = -0.2 \text{ 毫米};$$

$$V_1 = -0.246 \text{ 米/秒};$$

$$V_2 = 3.87 \text{ 米/秒}。$$

比較根据精确式和近似式計算的結果, 就可看到它們几乎是相等的。

■ 71 表示枪机框的位移 x_2 和机匣的位移 x_1 与時間 t 的函数关系。

当运动的略图与上面所研究的情况不同时, 也可以运用上述計算方法。

例如, 在枪机框的立柱上有緩冲装置的情况下 (图72), 枪机框和枪机在枪机开锁后的运动, 就可以用这一方法加以研究。



图72 枪机框和枪机在开锁后的运动略图。

因为图72与图68不同, 所以我們首先要說明如何在主要运动参数的表达式中反映这种差异。

图69中的运动系统的势能和动能的表达式为

$$U = -\frac{1}{2} [\eta_1(x_1 + f_1)^2 + \eta_2(x_2 + f_2 - x_1)^2], \quad (125)$$

$$T = \frac{1}{2} (M_1 \dot{x}_1^2 + M_2 \dot{x}_2^2). \quad (126)$$

图72中的运动系统的这些表达式则为:

$$U = -\frac{1}{2} [\eta_1(x_1 + f_1)^2 + \eta_2(x_2 - f_2 - x_1)^2], \quad (127)$$

$$T = \frac{1}{2} [M_1 \dot{x}_1^2 + M_2 \dot{x}_2^2], \quad (128)$$

式中 η_s, η_T ——枪机框立柱缓冲簧和复进簧的刚度;

f_s, f_T ——枪机框立柱缓冲簧和复进簧的预压量;

M_1, M_2 ——枪机框和枪机的质量。

比较动能表达式 (126) 式与 (128), 就可看出它们是相同的; 在势能表达式 (125) 与 (127) 中, f_s 的符号不同。

因此, 只要改变各公式中 f_s 的符号, 就可以全部利用前面所求得的主要运动参数的表达式。

所举的这个例子, 说明了用以研究具有两个自由度的系统的运动的图解解析法的实质。

同时, 它也指出了利用图解解析法去研究自动机工作时的许多复杂现象的可能性。

第三章 自动武器各机构构件运动特征量的计算

§1 当活动构件之间有运动约束时，自动武器各机构运动的微分方程式(武器固定不动)

在武器固定不动时，自动武器大部分机构的工作原理，可以用最简单的原理图(图73)表示出来。在这个图上，机构是由一个基本构件和一个工作构件组成的，这两个构件借一定的运动约束相联系。

分析这个略图，就可以作出在武器固定不动时表明自动武器各机构工作的普遍方程式。同时可以在确定微分方程式中的基本参变数时，考虑具体机构的结构特点。

应用替换质量法，可以把对原理图(图73和74)上构件运动的研究，归结为对两个质点A和B的运动的研究。在这两个质点上分别集中了基本构件和工作构件的质量。

建立自动武器各机构的运动微分方程式时，可以应用第二类拉格朗日方程式或达兰贝尔原理。根据拉格朗日方程式来推导运动方程式最为简单，但是这个方法不能充分说明计算非理想约束的意义。

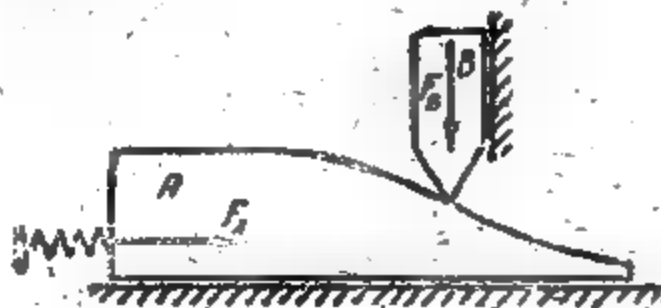


图73 机构略图。

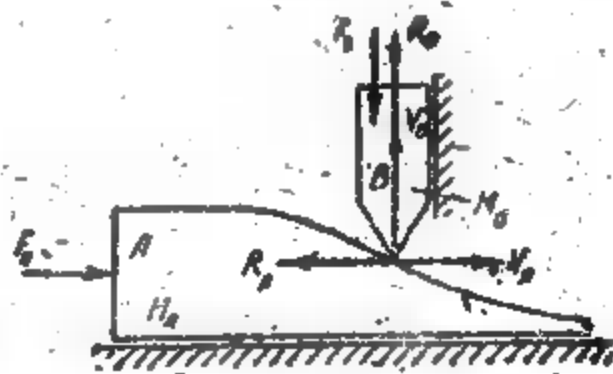


图74 作用在机构构件上诸力的简图。

为了作出机构构件的运动方程式，在应用达兰贝尔原理时，需要用相应的反作用力来替换约束，从而作出机构中每个构件的运动方程式。此时，把约束反作用力当作给定力看待。

取坐标轴的方向向上和向右，并分别研究构件A和B的运动（图74），运用达兰贝尔原理便可作出他们的运动方程式：

$$M_A \frac{dV_A}{dt} = F_A - R_A, \quad (1)$$

$$M_B \frac{dV_B}{dt} = R_B - F_B, \quad (2)$$

式中

V_B ——构件B的速度；

V_A ——构件A的速度；

F_A, F_B ——作用在构件A和B上的力在其速度方向上的投影；

M_A, M_B ——构件A和B的质量；

R_A, R_B ——作用在构件A和B上的反作用力在其速度方向上的投影。

为了求出运动方程式，必须从方程式（1）和（2）中消去约束反作用 R_A 和 R_B 。

在作用于构件A和B上的约束反作用力之间，根据虚位移原理，在理想约束的情况下，可得出：

$$R_A dx = R_B dy \text{ 或 } R_A V_A = R_B V_B,$$

因为

$$V_A = \frac{dx}{dt} \text{ 和 } V_B = \frac{dy}{dt}.$$

考虑到约束的非理想性，我们在上式中引入某一系数 η ，此系数习惯上称为效率（к. п. д.）。

于是得

$$R_A = \frac{R_B}{\eta} \frac{V_B}{V_A} = R_B \frac{k}{\eta}, \quad (3)$$

式中 $k = \frac{V_B}{V_A}$ ——传动比。

在机械原理和理論力学中，我們把有效阻力和主动力在力的作用点的虛位移上所作的功之比，叫作机械效率，而且，这只适用于机器各部分作周期性的稳定运动的情况。这样就可以不考虑主动构件和从动构件的加速度的影响，而只根据主动力和有效阻力所引起的約束反作用力来计算效率。自动武器各机构构件运动的不稳定性排除了这种計算机械效率的方法，而要求我們在計算效率时，考虑各构件加速度的影响。

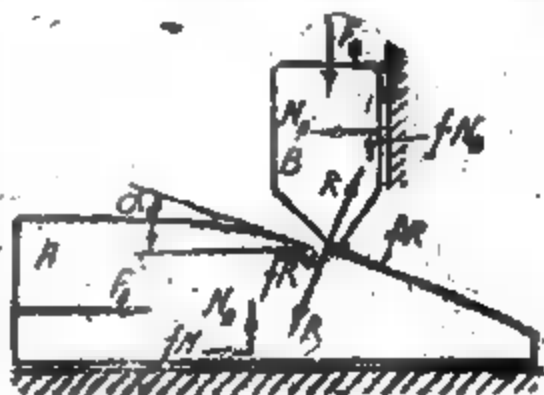


图75 机构略图。

現在我們用簡單的实例來說明這個問題。

假設要确定最簡單的三构件机构的效率 (图 75)。

如果构件 A 是主动构件，而且机构中 A 、 B 两活动构件作等速运动 (构件 A 和 B 的加速度等于零)，那么，根据机械原理的一般原則，可取有效阻力和主动力的单元功 (或功率) 之比为机构的效率

$$\eta = \frac{F_B V_B}{F_A V_A} \text{ 或 } \eta = \frac{F_B}{F_A} k,$$

式中

F_A ——作用于主动构件 A 上的主动力；

F_B ——作用于从动构件 B 上的有效阻力；

k ——傳速比。

以相应的反作用力代替約束 (假設各构件不偏斜)，就可以写出构件 A 和 B 的平衡方程式：

• 对于构件 A

$$\sum X = -R(\sin \alpha + f \cos \alpha) - fN_A + F_A = 0,$$

$$\sum Y = -R(\cos \alpha - f \sin \alpha) + N_A = 0;$$

对于构件 B

$$\sum X = +R(\sin \alpha + f \cos \alpha) - N_B = 0,$$

$$\sum Y = R(\cos \alpha - f \sin \alpha) - fN_B - F_B = 0。$$

确定反作用力 N_A 和 N_B 时, 略去摩擦力, 就可由这些方程式中得出

$$F_A = R(\sin \alpha + 2f \cos \alpha),$$

$$F_B = R(\cos \alpha - 2f \sin \alpha)。$$

利用机构略图 (图75), 很容易确定构件 B 与构件 A 的速度比值 (传动比) 为:

$$k = \operatorname{tg} \alpha。$$

因此,

$$\eta = \frac{F_B}{F_A} k = \frac{1-2f \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha + 2f} k = \frac{1-2fk}{k+2f} k。 \quad (4)$$

如果所研究的机构作加速运动, 根据达兰贝尔原理可将构件 A 和 B 的平衡方程式写为:

对于构件 A

$$\sum X = -R(\sin \alpha + f \cos \alpha) - fN_A + P_A - M_A \frac{dV_A}{dt} = 0,$$

$$\sum Y = -R(\cos \alpha - f \sin \alpha) + N_A = 0;$$

对于构件 B

$$\sum X = R(\sin \alpha + f \cos \alpha) - N_B = 0,$$

$$\sum Y = R(\cos \alpha - f \sin \alpha) - fN_B - P_B - M_B \frac{dV_B}{dt} = 0。$$

确定约束反作用力 N_A 和 N_B 时, 忽略摩擦力, 就可以将这些方程式化为下列形式:

$$P_A = R(\sin \alpha + 2f \cos \alpha) + M_A \frac{dV_A}{dt},$$

$$P_B = R(\cos \alpha - 2f \sin \alpha) - M_B \frac{dV_B}{dt}。$$

在此情况下, 如果仍然取效率等于有效阻力和主动力的功率之比, 则可得效率的表达式为:

$$\eta = \frac{P_B V_B}{P_A V_A} = \frac{F_B}{F_A} k = \frac{R(\cos \alpha - 2f \sin \alpha) - M_B \frac{dV_B}{dt}}{R(\sin \alpha + 2f \cos \alpha) + M_A \frac{dV_A}{dt}} k。 \quad (5)$$

比較 (5) 式與 (4) 式, 就可以看出: 在第一种情況下(构件 A 和 B 作等速運動), 效率決定於傳速比 k 和摩擦係數 f ; 在第二種情況下(构件 A 和 B 作加速運動), 除了傳速比 k 和摩擦係數 f 外, 效率還決定於反作用力 R 和 A 、 B 兩构件的慣性力。

因此, 在各构件作加速運動時, 只有已知各构件的運動規律, 才能確定效率, 也就是說, 要先知道构件 A 和 B 的加速度以及反作用力 R 的數值。

所以在機械原理中, 要研究機構构件在考慮摩擦力時的運動, 一般是先研究理想約束條件下的運動, 求出构件加速度的近似值 and 約束反作用力的大小。然後, 求出摩擦力的數值, 再重新研究機構构件受此摩擦力作用時的運動。

研究各機構构件運動的這種方法的優點, 是可以用來計算任何機構的運動; 其缺點則是要進行兩次計算, 以及實際上用遞次近似法來解決問題。

在自動武器的凸輪機構上, 一般要產生很大的摩擦力, 這種摩擦力對构件在給定力作用下的運動有很大的影響。

所以用這種方法來計算摩擦力時, 在第一次近似計算中确定的約束反作用力太不精確, 因而使得第二次計算也很不精確。

在研究自動武器各機構构件運動的許多情況下, 如果引入效率, 就會使摩擦力的計算大為簡化。此效率的含義和通常所謂效率不同。

實際上, 是所研究的機構 (圖 75), 如果不取效率為有效阻力 P_B 和主動力 P_A 的功率之比, 而令其為損耗力 (其絕對值等於作用在從動构件和主動构件上的約束反作用力在這些构件的運動方向上的投影之和) 的瞬時功之比。效率的表达式就可以寫為:

$$\eta = \frac{P_B + M_B \frac{dv_B}{dt}}{P_A - M_A \frac{dv_A}{dt}} k = \frac{R_B}{R_A} k = \frac{1-2f}{k+2f} k. \quad (6)$$

由此可見, 此處的 η 只取決於傳速比 k 和摩擦係數 f 。

所得的 η 的表达式, 与构件 A 和 B 作等速运动时的效率的表达式没有什么区别, 因而可以用一般的方法来确定此含义不同的效率。

虽然上述推论是在最简单的三构件机构的基础上作出的, 但它也可以应用于许多其他的机构略图, 只要这些机构在采取某些假定之后能够化成图 75 的形式即可。

这些假定实质上归结为计算作用在主动构件和从动构件上的摩擦力所作的功。这些摩擦力是由于作用在这些构件上的外力和这些构件的惯性力而引起的。

必要时, 可以根据对运动的第二次计算结果, 来估计所取假定在确定机构构件的运动规律上所引起的误差。我们首先用近似计算效率的方法来考虑摩擦力的作用, 对机构构件的运动作初步研究, 找出其运动规律, 根据这个运动规律决定摩擦力, 然后就机构构件在此摩擦力作用下, 对其运动作第二次计算。

然而, 一般并不要求对机构构件的运动作第二次计算, 因为不知道摩擦系数的真实值, 第二次计算的结果, 仍然不能避免一定的误差。摩擦系数的数值对摩擦力的大小影响很大, 因而对构件运动规律的影响也很大。

下面继续推导机构的动力学基本方程式。由 (1) 式和 (2) 式可得:

$$\frac{R_B}{R_A} = \frac{F_B + M_B \frac{dV_B}{dt}}{F_A - M_A \frac{dV_A}{dt}} = 0$$

利用 η 的表达式 (3), 可得:

$$M_A \frac{dV_A}{dt} + M_B \frac{k}{\eta} \frac{dV_B}{dt} = F_A - F_B \frac{k}{\eta}, \quad (7)$$

但是 $V_B = V_A k$ 和 $dV_B = dV_A k + k dV_A$ (8)

因而, $\left(M_A + M_B \frac{k^2}{\eta}\right) \frac{dV_A}{dt} + M_B V_A^2 \frac{k dk}{\eta dx} = F_A - F_B \frac{k}{\eta}$ (9)

表达式 $M_A + M_B \frac{k^2}{\eta}$ 通常称为换算质量, 以 M'_A 表示之。令

$$\eta = \eta_{cp} = \text{常数}$$

时，就可以写成

$$M_B \frac{k dk}{\eta_{cp} dx} = \frac{1}{2} \frac{dM_A'}{dx}.$$

利用此表达式，(9)式最后可以写为：

$$M_A' \frac{dV_A}{dt} + \frac{1}{2} V_A^2 \frac{dM_A'}{dx} = Q, \quad (10)$$

式中 $Q = F_A - F_B \frac{k}{\eta_{cp}}$

有了动力学基本方程式 (10)，就很容易作出动量方程式和动能方程式。

在方程式 (10) 中取 $dx = V_A dt$ ，并以 dt 乘式的两端，便得：

$$M_A' dV_A + \frac{1}{2} V_A^2 dM_A' = Q dt. \quad (11)$$

当 $k = \text{常数}$ 时， $M_B = \text{常数}$ 。

因此，动量单元增量的方程式将为：

$$M_A' dV_A = Q dt,$$

也就是说，得出质量一定的质点的运动方程式的一般形式。

为了得出动能单元增量的方程式，将表达式 (10) 乘以 dx ，便得：

$$M_A' V_A dV_A + \frac{1}{2} V_A^2 dM_A' = Q dx.$$

或者 $d\left(\frac{1}{2} M_A' V_A^2\right) = Q dx.$

对此表达式进行积分，得：

$$\frac{1}{2} (M_A' V_A^2 - M_{A0}' V_{A0}^2) = \int_0^x Q dx. \quad (12)$$

当 $k = \text{常数}$ 时，此式可取下列形式：

$$\frac{1}{2} M_A' (V_A^2 - V_{A0}^2) = \int_0^x Q dx. \quad (13)$$

由此可见，在此情况下，基本微分方程式 (9) 化为动能增量的形式时，便成为求积式。

应当指出, (12) 式和 (13) 式只是具有动能增量方程式的形式, 其左边实际上并不等于动能的增量, 其右边也不等于给定力的功, 因为在这两个方程式的两边都包括摩擦力的功在内。

为了说明在自动武器各机构构件运动方程式的两端计算摩擦功的实质, 我们引用一般的能量平衡关系。

根据能量不灭定律, 可以写出下列普遍方程式:

$$dT + dW = dA,$$

式中

dT ——动能的单元增量;

dW ——损耗力的功 (在此情况下为摩擦力的功);

dA ——作用力的单元功 (给定力)。

把机构构件运动方程式化为上述能量不灭方程式的形式。为此目的, 利用方程式 (7):

$$M_A \frac{dv_A}{dt} + M_B \frac{dv_B}{dt} - \frac{k}{\eta} = F_A - F_B \frac{k}{\eta}.$$

将 $k = \frac{dy}{dx}$ 代入, 并以 dx 乘式的两边, 便得:

$$M_A \frac{dv_A}{dt} dx + M_B \frac{dv_B}{dt} \frac{dy}{dx} = F_A dx - F_B \frac{dy}{dx}.$$

式中

dx ——构件 A 的单元位移;

dy ——构件 B 的单元位移。

上式也可以改写为:

$$M_A \frac{dv_A}{dt} dx + M_B \frac{dv_B}{dt} dy + M_B \frac{dv_B}{dt} \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) dy + F_B \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) dy = F_A dx - F_B dy.$$

在此方程式中

$$M_A \frac{dv_A}{dt} dx + M_B \frac{dv_B}{dt} dy = dT \text{——动能的单元增量;}$$

$$F_A dx - F_B dy = dA \text{——给定主动力的单元功。}$$

因此, 根据能量不灭定律, 剩下的两项应等于损耗力 (摩擦力) 的功

$$\left(\frac{1}{\eta}-1\right) M_B \frac{dV_B}{dt} dy + \left(\frac{1}{\eta}-1\right) F_B dy = dW_f$$

分析此表达式, 就可以发现 $\left(\frac{1}{\eta}-1\right) M_B \frac{dV_B}{dt} dy$ 是由于惯性力的作用所产生的损耗力的功, $\left(\frac{1}{\eta}-1\right) F_B dy$ 则是由于作用力所引起的损耗力的功。

将运动方程式写为

$$M_A \frac{dV_A}{dt} dx + M_B \frac{dV_B}{dt} \frac{dy}{\eta} = P_A dx - P_B \frac{dy}{\eta}$$

时, 由于惯性力的作用所产生的损耗力的功在方程式左边考虑, 由于作用力所引起的损耗力的功则包括在方程式的右边。

就形式上说, 上式与理想约束时的能量不灭方程式

$$dT = dA$$

相似。但就其内容来说, 则不是理想约束时的运动方程式, 因为在方程式的两边都有计算摩擦功的系数 η 。

所以 (12) 式和 (13) 式只可在形式上称为功能增量方程式。

在研究上述运动方程式时, 可以看到: 虽然构件 A 和 B 的质量在运动时保持不变, 但构件 A 的运动方程式却取变质量的质点运动方程式的形式, 而且所有这些方程式的形式与定质量的质点运动方程式的形式不同。

这种情况很重要, 在作机构各构件的运动方程式时, 必须予以考虑。

必须指出, 如果传动效率不是常数, 而取决于机构的配置情况, 因而取决于主动质点的座标, 则动力学基本方程式将为 (见方程式 9)

$$M_A' \frac{dV_A}{dt} + \frac{k}{\eta} V_A^2 \frac{dk}{ds} M_B = Q \quad (14)$$

$$\text{或} \quad V_A \frac{dV_A}{ds} + \frac{M_B}{M_A' \eta} \cdot \frac{k dk}{ds} V_A^2 = \frac{Q}{M_A'}$$

并可用以下的方法进行积分。

将 $V_A^2 = s$ 代入上式中, 得:

$$\frac{ds}{ds} + \frac{2M_B}{M_A' \eta} k \cdot \frac{dk}{ds} s = \frac{2Q}{M_A' c} \quad (15)$$

当 Q 仅取决于基本构件的坐标, 即当 $Q = f(x)$ 时, 可以引用下列符号:

$$\frac{2M_A}{M_A^2} k \frac{dk}{dx} = P(x), \quad \frac{2Q}{M_A^2} = q(x),$$

式中 $P(x)$ 和 $q(x)$ —— 坐标 x 的函数。

利用这些符号, (15) 式可写为:

$$\frac{dz}{dx} + P(x)z - q(x) = 0.$$

此方程式的积分为

$$z = \frac{C + \int q(x)e^{\int P(x)dx} dx}{e^{\int P(x)dx}},$$

或者, 将 $V_A^2 = z$ 代入, 得

$$V_A^2 = \frac{C + \int q(x)e^{\int P(x)dx} dx}{e^{\int P(x)dx}}, \quad (16)$$

式中

C —— 根据起始条件求出的积分常数。

分析 (16) 式, 并将它与 (12) 式相比较, 就可以发现, 虽然 (16) 式中的力只取决于基本构件的位移, 但 (16) 式十分复杂, 而且不便于实际运用。

由于摩擦系数不易估计, 也不知道机构各机件的运动规律, 不可精确地求出效率, 此在 (16) 式中取效率为变量是不恰当的。所以在研究机构时, 应当运用在效率为常数的条件下所得出的表达式。

因而最后可取 (10)、(11)、(12) 等式为计算机构构件运动特征量的基本方程式。这些方程式是以在所研究的运动路段上 $\eta = \eta_{op} = \text{常量}$ 为基础的。

1) 动力学基本方程式:

a) $k = f(x)$ 时,

$$M_A \frac{dV_A}{dt} + \frac{1}{2} V_A^2 \frac{dM_A}{dx} = Q;$$

6) $k \approx$ 常量时,

$$M'_A \frac{dV_A}{dt} = Q.$$

2) 以动量的单元增量的形式表示之方程式:

$k = f(x)$ 时,

$$M'_A dV_A + \frac{1}{2} V_A dM'_A = Q dt,$$

$k =$ 常量时

$$M'_A dV_A = Q dt.$$

8) 动能方程式

$k = f(x)$ 时,

$$\frac{1}{2} (M'_A V_A^2 - M'_{A0} V_{A0}^2) = \int Q dx,$$

$k =$ 常量时

$$\frac{1}{2} M'_A (V_A^2 - V_{A0}^2) = \int Q dx.$$

解这些方程式时, 必须先求出:

$$M'_A = f(x),$$

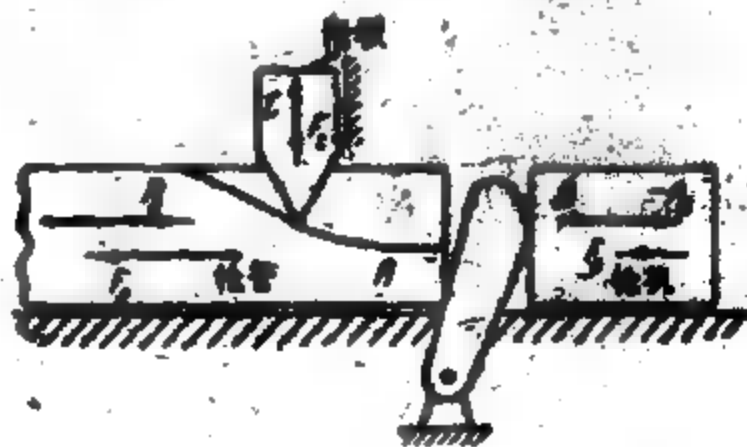
$$Q = f(x)$$

$$Q = f(t)$$

或

等量, 也就是要先求出作为 x 或 t 的函数的换算质量和换算力。

在研究自动武器各机构的运动时 (例如, 弹链供弹机构、枪机加速机构等), 常常可以应用前面所研究的机构原理图 (在此图中, 机构由两个质点组成, 而两质点之间用传动比为变量的传动机相连接)。



但是, 有时候有几

图76 两个机构同时工作的略图。

个机构同时工作,而只有一个基本构件,例如枪机加速机工作时,弹链供弹机构同时工作(图76)的情况。

运用前面的方法,可以证明:当有一个基本主动构件和几个工作构件时,只要机构的构件只有一个自由度,就可以采用前面求得的各个方程式,仅仅换算质量和换算力的表达式需予以改变。在具有几个工作构件时,换算质量和换算力的表达式为:

$$M_A' = M_A + \sum_{i=1}^n M_i \frac{k_i^2}{\eta_{epi}},$$

$$Q = F_A - \sum_{i=1}^n F_i \frac{k_i}{\eta_i},$$

式中 M_A ——基本构件(主动构件)的质量;

M_i ——从动的工作构件的质量;

F_A ——作用于基本构件上的主动力;

F_i ——作用于第 i 个工作构件上的阻力;

k_i ——第 i 个工作构件对基本构件的传动比;

η_i ——基本构件对第 i 个工作构件的传动效率。

§2 当活动构件之间有运动约束时,自动武器 各机构运动的微分方程式(撞器缓冲)

对撞器本身可能沿导轨移动的自动武器,研究各机构的运动时,至少要研究三个构件的运动:基本构件、工作构件和撞接武器各部分的构件。

根据自动机的型式和武器结构的不同,当作最后一种构件的,可以是武器上的各种不同部分,如枪管、机匣、套筒、机箱等。为了以后不再列举这三种构件所包括的各个部分,我们称它为定向构件,或者称为机箱。

在分析这些构件的运动性质时,可以认为定向构件和基本构件一般的只作平移直线运动,因为自动武器上作为基本构件的一

般的是枪管、枪机或枪机框，这些零件都在机箱或机匣（即定向构件）内移动。

在武器缓冲时，机匣和机箱一般也是沿枪膛轴线方向作平移运动。

工作构件可以在不同的方向上移动，但是在大部分自动武器上，其运动方向垂直于枪膛轴线，或平行于枪膛轴线。

工作构件垂直于枪膛轴线移动的有供弹机构，主要的是弹链供弹机构，在此机构中，拨弹滑板（工作构件）一般垂直于枪膛轴线作往复运动。

工作构件平行于枪膛轴线移动的有加速机构，在此机构中，枪机（工作构件）和枪管（基本构件）在同一方向上移动。

应当指出，工作构件作旋转运动的情况（例如利用转鼓供弹）经常可以通过一些假设，将它化为工作构件的平移运动。

所以我们将研究工作构件的两种基本运动情况：枪机加速机构的工作和滑板式弹链供弹机构的工作。

假设枪机加速机构与弹链供弹机构同时工作，如图77所示。

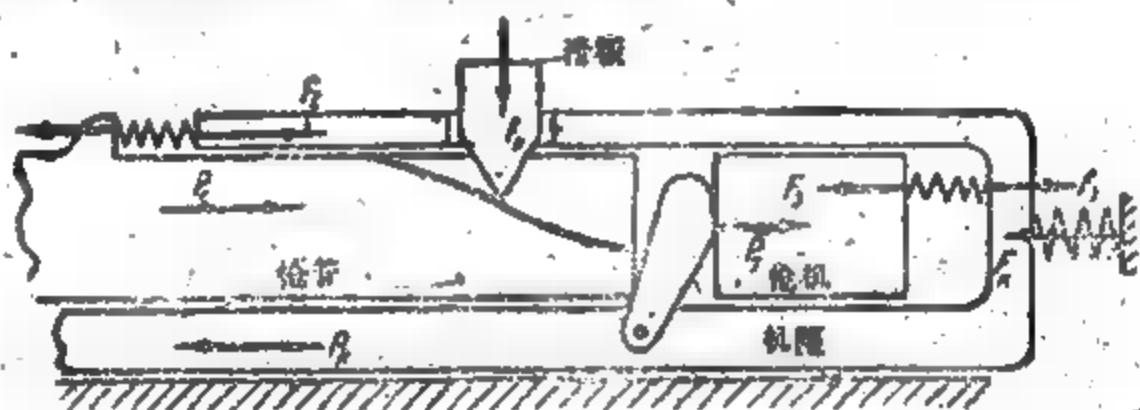


图77 自动武器缓冲时各机构的工作。

在此略图上，枪管是基本构件，枪机和拨弹滑板是工作构件，而定向构件则是机匣的机箱。在分析各机构构件的运动特性时，每一个构件都要用一个替换质量来代替；于是就把问题化为研究四个质点的运动。在这些质点之间具有一定的约束，这些约束决定于枪机加速机构和弹链供弹机构的传动机的结构。

用相应的反作用力代替略图中的各个约束，就可以对机构的

每个构件写出下列微分方程式●：

对于机箱，

$$M_x \ddot{x} = R'_x + R''_x - F_x + F_c + F_s - P_x; \quad (17)$$

对于枪管，

$$M_c(\ddot{\xi} + \ddot{x}) = P_c - R'_c - R''_c - F_c; \quad (18)$$

对于枪机，

$$M_s(\ddot{\gamma} + \ddot{x}) = R_s - F_s + P_s; \quad (19)$$

对于搬弹滑板，

$$\left. \begin{aligned} M_n \ddot{\sigma} &= R_n - F_n, \\ M_n \ddot{x} &= R_n - R''_n, \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

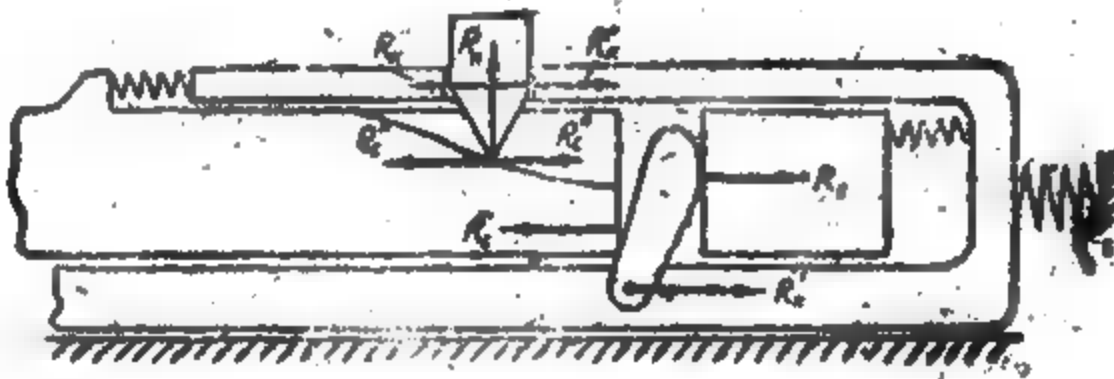


图78 约束反作用力的作用略图。

式中

x —— 机箱的座标；

$\xi; \gamma; \sigma$ —— 枪管、枪机、和搬弹滑板对机箱的相对座标；

$M_x; M_c; M_s; M_n$ —— 机箱、枪管、枪机、搬弹滑板的质量；

$F_x; F_c; F_s; F_n; P_x; P_c; P_s$ —— 对机箱、枪管、枪机、搬弹滑板的作用力；

$R'_x; R'_c; R_s$ —— 约束反作用力的合力在机箱、枪管和枪机的速度方向上的投影，这些力决定于枪机加速机

● 加速机的质量略去不计。

构的传动机的约束；

R'_x, R'_y, R'_n ——约束反作用力的合力在机箱和
搬弹滑板的速度方向上的投
影，这些力决定于弹链供弹机
构的传动机的约束。

对于约束反作用力还可以写出三个方程式，在理想约束的条
件下，这些方程式为：

$$R'_0 = R_0 + R'_x; \quad (21)$$

$$\left. \begin{aligned} R'_0(\xi + \dot{\xi}) &= R_0(\eta + \dot{\eta}) + R'_x \dot{\xi}, \\ R'_0(\xi + \dot{\xi}) &= R_n \delta + R'_x \dot{\xi}. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

第一个方程式是根据约束反作用力对整个系统为内力的条件
而得出的，第二个方程式是根据约束反作用力在机构构件的任何
虚位移上的单元功之和等于零的关系得出的。

利用公式 (21)，可以将 (22) 式中的两个等式化为下列形
式：

$$R'_0 = R_0 \frac{\eta}{\xi}$$

和

$$R'_0 = R_n \frac{\delta}{\xi}$$

但是

$$\frac{\eta}{\xi} = k_0 \text{ 和 } \frac{\delta}{\xi} = k_n,$$

式中 k_0 ——枪机对枪管的传递比；

k_n ——搬弹滑板对枪管的传递比。

因此， $R'_0 = R_0 k_0$ ； $R'_0 = R_n k_n$ 。

对于非理想约束，约束反作用力的方程式取决于计算摩擦力的
方法和所取的假设。

如果引用机械效率来考虑约束的非理想性（如前面所作的探
讨一样），在忽略定向构件与固定零件间的摩擦力时，约束反作用
力的关系式可写为：

$$R'_0 = R_0 + R'_x; \quad (23)$$

$$R'_c = R_s \frac{k_s}{\eta_s}; R'_e = R_n \frac{k_n}{\eta_n}, \quad (24)$$

式中 η_s 和 η_n ——在枪管为基本构件的条件下，弹链供弹机构和枪机加速机构的传动效率。

现在我们有八个方程式，从这些方程式中消去约束反作用力，就可以得到两个不包含约束反作用力的微分方程式。

消去约束反作用力以后，得：

$$M_0 \ddot{x} + M_s \ddot{y} + M_e \ddot{z} = P_c + P_s - P_k - F_k = Q_x, \quad (25)$$

$$\begin{aligned} M_0 \ddot{z} + M_s \frac{k_s}{\eta_s} \ddot{y} + M_n \frac{k_n}{\eta_n} \ddot{\theta} + \left(M_0 + M_s \frac{k_s}{\eta_s} \right) \ddot{x} \\ = P_c - F_c + (P_s - F_s) \frac{k_s}{\eta_s} - F_n \frac{k_n}{\eta_n} = Q_z, \end{aligned} \quad (26)$$

式中 Q_x 和 Q_z ——考虑到非理想约束时的综合力；

$$M_0 = M_k + M_s + M_n + M_{n0}$$

前面我们会得出传递比的表达式：

$$k_s = \frac{\dot{y}}{\dot{z}} \text{ 和 } k_n = \frac{\dot{\theta}}{\dot{z}}.$$

由此传递比的表达式可得：

$$\dot{y} = k_s \dot{z} + k_{s0} \dot{z}_0, \quad \dot{\theta} = k_n \dot{z} + k_{n0} \dot{z}_0.$$

将 \dot{y} 和 $\dot{\theta}$ 的表达式代入 (25) 和 (26) 式，得

$$M_0 \ddot{z} + (M_0 + M_s k_s) \ddot{z} + \ddot{z} k_s M_s = Q_x, \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \left(M_0 + M_s \frac{k_s^2}{\eta_s} + M_n \frac{k_n^2}{\eta_n} \right) \ddot{z} + \left(M_0 + M_s \frac{k_s}{\eta_s} \right) \ddot{x} \\ + \left(M_s k_s \frac{k_s}{\eta_s} + M_n k_n \frac{k_n}{\eta_n} \right) \ddot{z} = Q_z. \end{aligned} \quad (28)$$

引用符号

$$M_0 + M_s \frac{k_s^2}{\eta_s} + M_n \frac{k_n^2}{\eta_n} = M'_0;$$

$$M_0 + M_s \frac{k_s}{\eta_s} = m_a;$$

$$M_s + M_s k_s = m_s,$$

便得

$$M'_0 \ddot{z} + m_a \ddot{z} + m_s \ddot{z} = Q_x, \quad (29)$$

$$M_0' \xi + m_n \ddot{x} + \frac{1}{2} M_0'^2 \xi = Q_1 \quad (30)$$

由这两个方程式中消去 ξ , 便得:

$$(M_0' M_0 - m m_n) \ddot{x} + \left(-\frac{1}{2} M_0' m - M_0' m \right) \xi = Q_1 M_0 - Q_2 m$$

或

$$\ddot{x} = \frac{\left(-\frac{1}{2} M_0' \frac{m}{M_0'} - m \right) \xi + Q_1 - \frac{m}{M_0'} Q_2}{M_0 - m \frac{m}{M_0'}} \quad (31)$$

方程式 (30) 可以写为:

$$\xi = - \frac{\frac{1}{2} M_0' \ddot{x} + m_n \ddot{x} - Q_1}{M_0'} \quad (32)$$

如果由 (32) 和 (30) 式中消去 \ddot{x} , 便得

$$(M_0' M_0 - m m_n) \xi + \left(-\frac{1}{2} M_0' M_0 - m m_n \right) \xi = Q_1 M_0 - Q_2 m$$

或

$$\left(M_0' - \frac{m m_n}{M_0} \right) \xi + \frac{1}{2} \left(M_0' - 2 \frac{m m_n}{M_0} \right) \xi = Q_1 - Q_2 \frac{m}{M_0}$$

此式还可以写为:

$$\begin{aligned} \left(M_0' - \frac{m m_n}{M_0} \right) \xi + \frac{1}{2} \left(M_0' - \frac{m m_n + m m_n}{M_0} \right) \xi + \frac{m m_n}{2 M_0} \xi \\ + \frac{m m_n}{2 M_0} \xi = Q_1 - Q_2 \frac{m}{M_0} \end{aligned}$$

或

$$\begin{aligned} \left(M_0' - \frac{m m_n}{M_0} \right) \xi + \frac{1}{2} \frac{d}{dt} \left(M_0' - \frac{m m_n}{M_0} \right) \xi + \frac{m^2}{2 M_0} \frac{d}{dt} \left(\frac{m}{M_0} \right) \xi \\ = Q_1 - Q_2 \frac{m}{M_0} \end{aligned} \quad (33)$$

当 $\frac{m^2}{M_0} = \text{常量}$ 时, (33) 式便化为:

$$M_{np} \xi + \frac{1}{2} \frac{d M_{np}}{dt} \xi^2 = Q_1 - Q_2 \frac{m}{M_0} \quad (34)$$

或

$$\frac{1}{2} (M_{np} \xi^2 - M_{np0} \xi_0^2) = \int_{\xi_0}^{\xi} \left(Q_1 - \frac{m}{M_0} Q_2 \right) / \xi \quad (35)$$

式中

$$M_{np} = M'_0 - \frac{mm_n}{M_0} \quad (36)$$

在 $m = m_n$ 和 $k_s = \text{常量}$ 时, $\frac{m_n}{m} = \text{常量}$ 的条件可以成立。



图79 加速机构在武器缓冲时的工作略图。

等式 $m = m_n$ 的成立, 必须具有下列条件之一:

$$M_0 = 0; k_s = 0; \eta_0 = 1.$$

在加速机构不工作时前两个条件成立, 在理想约束时第三个条件成立。

在加速机构单独工作时 (图79), (81) 和 (82) 式的形式保持不变, 在此情况下, Q_s , Q_b , M'_0 将发生相应变化, M'_0 的表达式将为

$$M'_0 = M_0 + M_n \frac{k_s}{\eta_0}. \quad (87)$$

在弹链供弹机构单独工作时, 微分方程的形式将根据什么构件 (枪管或者枪机) 是基本构件, 和没有参与机构工作的构件的运动性质而定。

在弹链供弹机构工作时 (图80), 枪管和枪机如果紧密扣合在一起 (没有开锁), 则在微分方程式 (31) 和 (32) 中应取:

$$k_s = 1 \text{ 和 } \eta_0 = 1. \quad (88)$$

我们再来研究自动武器各机构在武器缓冲时的另一种工作情况, 这时弹链供弹机构和枪机加速机构同时工作 (图81)。

以反作用力代替各个约束, 根据达兰贝尔原理, 可以写出下列单个构件 (机箱、枪管、机头、枪机、拨弹滑板) 的动平衡方程式:

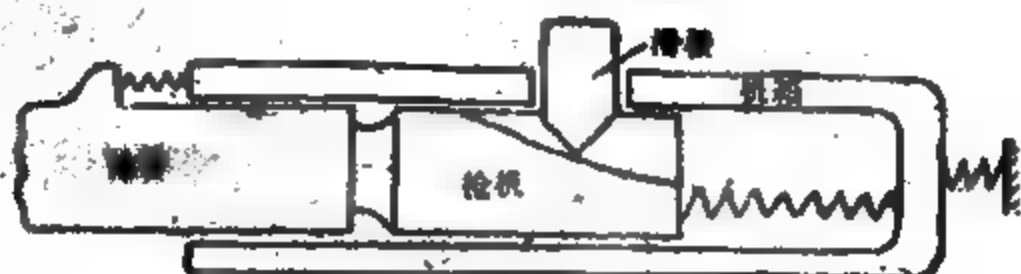


图80 供弹机构在武器缓冲时的工作略图。



图81 自动武器各机件在武器缓冲时最一般的工作略图。

$$(M_n + M_n) \ddot{x} = R'_n + R''_n + F_s + F_c - R_n; \quad (39)$$

$$M_c(\ddot{\xi} + \ddot{x}) = -R_c + F_c; \quad (40)$$

$$M_b(\ddot{\gamma} + \ddot{x}) = -F_s - R_s; \quad (41)$$

$$M_n(\ddot{\delta} + \ddot{x}) = R_n; \quad (42)$$

$$M_n \ddot{\delta} = R_n - F_n; \quad (43)$$

式中

x ——机箱的座标；

$\xi; \gamma; \delta; \delta$ ——枪管、枪机、机头和接弹滑楔对机箱的相对座标；

$M_n; M_c; M_b; M_n; M_n$ ——机箱、枪管、枪机、机头和接弹滑楔的质量。

除了这些方程式之外，还可以写出下列约束反作用力的关系式：

$$R_s = R'_n; \quad (44)$$

$$R_b = R_n \frac{k_n}{\eta_n}; \quad (45)$$

$$R_n + R''_n = R_c; \quad (46)$$

$$R_c = R_n \frac{k_n}{\eta_n}; \quad (47)$$

式中:

k_a ——机头对枪管的传动比;

k_n ——搬弹滑板对枪机的传动比;

η_a, η_n ——相应的传动效率。

利用这些表达式,并由(39~43)式中消去约束反作用力,可得出三个运动方程式

$$M_0\ddot{x} + M_c\ddot{\xi} + M_3\ddot{y} + M_n\ddot{\delta} = -F_K; \quad (48)$$

$$M_c(\ddot{\xi} + \ddot{x}) = -F_c - M_n \frac{k_n}{\eta_n} (\ddot{\delta} + \ddot{x}); \quad (49)$$

$$M_n(\ddot{y} + \ddot{x}) = -F_3 - F_n \frac{k_n}{\eta_n} - M_n \ddot{\delta} \frac{k_n}{\eta_n}; \quad (50)$$

式中

$$M_0 = M_K + M_c + M_3 + M_n + M_{n0}$$

利用传动比的表达式

$$k_a = \frac{\delta}{\xi}, \quad k_n = \frac{\delta}{y},$$

(48)、(49)和(50)式可以化为:

$$M_0\ddot{x} + (M_c + M_n k_a)\ddot{\xi} + M_3\ddot{y} + M_n \ddot{\xi} k_a = -F_K; \quad (51)$$

$$M_0\ddot{x} + \left(M_3 + M_n \frac{k_n^2}{\eta_n}\right)\ddot{y} + M_n \frac{k_n}{\eta_n} \frac{dk_n}{dy} \dot{y}^2 = F_3 - F_n \frac{k_n}{\eta_n}; \quad (52)$$

$$\left(M_c + M_n \frac{k_a}{\eta_n}\right)\ddot{x} + \left(M_c + M_n \frac{k_a^2}{\eta_n}\right)\ddot{\xi} + M_n \frac{k_a}{\eta_n} \frac{dk_a}{d\xi} \dot{\xi}^2 = -F_{c0} \quad (53)$$

引用下列符号

$$M_c + M_n k_a = m; \quad M_c + M_n \frac{k_a}{\eta_n} = m_n;$$

$$M_3 + M_n \frac{k_n^2}{\eta_n} = M'_3; \quad M_3 + M_n \frac{k_n}{\eta_n} = M'_3;$$

可得:

$$M_0\ddot{x} + m\ddot{\xi} + M_3\ddot{y} + \frac{dm}{d\xi} \dot{\xi}^2 = -F_K; \quad (54)$$

$$M_0\ddot{x} + M'_3\ddot{y} + \frac{1}{2} \frac{dM'_3}{dy} \dot{y}^2 = F_3 - F_n \frac{k_n}{\eta_n}; \quad (55)$$

$$m_0\ddot{x} + M'_0\ddot{\xi} + \frac{1}{2} \frac{dM'_0}{d\xi} \dot{\xi}^2 = -F_{c0} \quad (56)$$

利用 (55) 和 (56) 式, 在 (54) 式中消去 γ 和 ξ , 便得:

$$\ddot{x} = \frac{\frac{1}{2} \frac{M_0}{M_3} \frac{dM_3^0}{d\gamma} \gamma^2 + \left(\frac{1}{2} \frac{m}{M_0^0} \frac{dM_0^0}{d\xi} - \frac{dm}{d\xi} \right) \xi^2 - Q}{M_0 - \frac{M_0^0}{M_3^0} - \frac{mm_0}{M_0^0}} \quad (57)$$

式中

$$Q = F_k - F_c \frac{m}{M_0^0} + \frac{M_0}{M_3} Q_n;$$

$$Q_n = F_s + F_n \frac{k_n}{v_n}.$$

对 γ 和 ξ 解方程式 (55) 和 (56), 得

$$\gamma = - \frac{\frac{1}{2} \frac{dM_3^0}{d\gamma} \gamma^2 + M_0 x + Q_n}{M_3}, \quad (58)$$

$$\xi = - \frac{\frac{1}{2} \frac{dM_0^0}{d\xi} \xi^2 + m_0 x + F_c}{M_0^0}. \quad (59)$$



图82 $k_n = 0$ 时的机构略图。

图 81 和微分方程式 (54), (55), (56), (57), (58), (59), 是最普遍的形式, 符合于自动武器各机构在武器缓冲时的各种工作情况。



图83 $k_n \neq 0$ 时的机构略图。

$k_n = 0$ 时, 机构略图 (图 81) 变成图 82 的形式。 $k_n \neq 0$ 时, 机构略图 (图 81) 变成图 83 的形式。

随着机构略图的变化, 相应的微分方程式也将发生变化。

如果使傳速比和座标服从于一定的条件 ($k_n=0$; $k_x=0$ 等等), 就可以得出符合于具体机构方案的独特的微分方程式。

§3 傳速比的确定

决定任何复杂机构傳速比的最简单方法, 是以利用極速度图为基础的图解法。

利用極速度图来决定傳速比之所以成为可能, 是由于决定傳速比

$$k = \frac{v_B}{v_A}$$

就是求机构上两点的速度之比值。

运用这一方法来决定傳速比的便利之处在于: 計算速度比值时, 速度图可按任何比例绘出。

利用这种方法来决定傳速比与基本构件的座标的关系 $k = f(x)$ 时, 需要在基本构件的几个不同位置上繪制速度图。

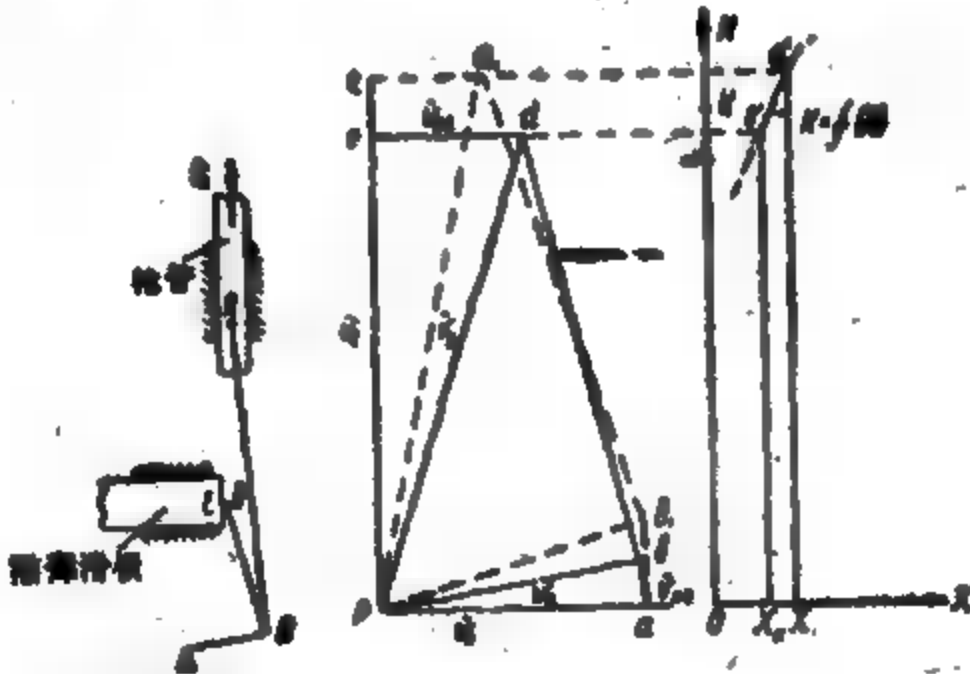


图84 利用極速度图确定傳速比。

对于自动武器的机构, 可以根据一般的原則来繪制極速度图。下面以实例說明彈鏈供彈机构的傳速比 $k = f(x)$ 的求法 (求由 B 点傳到 A 点的傳速比, 如圖84)。

在图84上, 作有机构各构件在两个不同位置上的極速度图,

其中一个用实线画出，一个用虚线画出。

机构上待研究的各点以大写字母 A, B, D, E 表示，在速度图上与这些点的绝对速度成比例的向量的端点，则标以字母 a, b, d, e 。

在图84上同时还作有 $k = f(x)$ 的曲线，从图上可以看出，在 $k = f(x)$ 曲线中 k 的比例尺为 $\alpha_k = \frac{1}{\rho_a}$ ，其中 ρ_a 是速度图上的不变向量。

自动武器中大部分的杠杆传动机构的 $k = f(x)$ 的图解都可以用同样的方法求出。利用图解微分法绘制极速度图和 $k = f(x)$ 曲线时，以这种方法也可以决定凸轮机构的传动比。

假设，需要求弹链供弹机构的传动比。这一机构的略图示于图85，图上还画有带动拨弹滑板的凸轮理论轮廓曲线。从图上可以看出，适当的选择座标原点时，凸轮理论轮廓曲线即可作为 $s =$

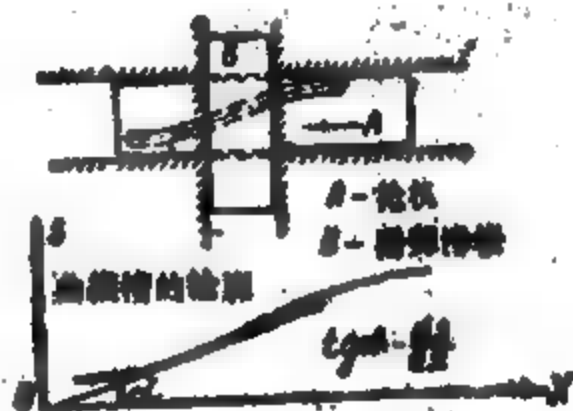


图85 供弹用的凸轮机构。

$f(x)$ 的图解，此处的 s 是拨弹滑板（B点）的座标，而 x 则是枪机（A点）的座标。

可以肯定，在 x 和 s 取同一比例尺时，在曲线 $s = f(x)$ 的任一点 $x = x_1$ 上倾角的正切，将等于机构在这一点（ $x = x_1$ ）上的传动比。

实际上

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{ds}{dx} = \frac{v_B}{v_A} = k。$$

因此，要得出 $k = f(x)$ 的关系，就必须求出

$$\frac{ds}{dx} = f(x)$$

的关系，也就是对函数 $s = f(x)$ 进行微分。

这种演算可以用图解微分法来完成（图86）。

如 α_x 和 α_s 各为枪机的座标 x 和撥彈滑板的座标 s 的比例尺, 則 k 的比例尺为

$$\alpha_x = \frac{\alpha_s}{\alpha_s H},$$

式中 H 为极距。

为了繪出 $k = f(x)$ 的全图, 我們把所有 Ob 綫段移到 $s = f(x)$ 图解的相应纵座标上, 并以平滑曲线連接所得的各点, 即得 $k = f(x)$ 曲线。

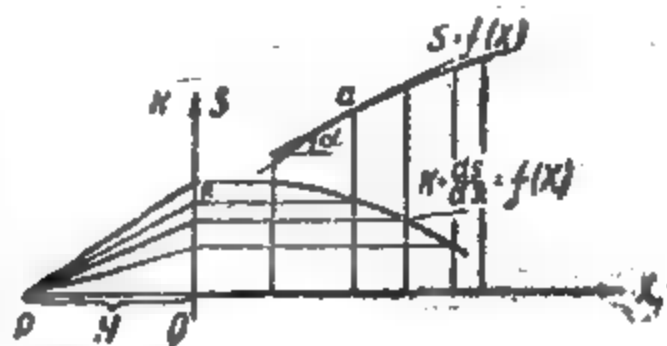


图86 用图解微分法决定傳速比。

由作图可以看出, 三角形 OPB 就是机构上所研究的各点的极速度图, 因而在給定的情况下, 机构构件极速度图的繪制, 可以作为决定傳速比的基础, 而图解微分法的应用, 只不过是使速度图的繪制合理化罢了。

上述决定傳速比的方法往往产生很大的誤差。在某些情况下, 为了更精确地决定傳速比, 不采用图解微分法。

凸輪的实际輪廓曲线經常是由一根直线联結两个圆弧所組成的, 这种組成凸輪輪廓的方法, 常用于自动武器各机构的設計。因为这种結構能降低凸輪輪廓的加工成本。这种凸輪的理論輪廓曲线通常也是由两个圆弧和一根直线組成的。

在研究如何决定自动武器各机构的傳速比和效率的方法时, 可以根据基础构件和工作构件运动特性的不同, 把凸輪机构分为几种类型, 同时根据凸輪輪廓所在位置的不同, 在各个类型中又可区分为几个亚类 (如下頁表列所示)。

表中列出自动武器各机构中最常見的凸輪机构。有时在自动武器各机构中也遇到杠杆凸輪机构, 这种机构是杠杆机构和凸輪机构的組合。

CF-43、別列达等机枪的彈鏈供彈机构, 伯克門、勃朗宁等机枪的枪机閉鎖机构都是第一型凸輪机构。

凸轮机构的类型	凸轮机构的亚类	基本构件A的运动特性	工作构件B的运动特性	构件运动规律所确定的轮廓情形	略
1	8	平移运动(直线运动)	在与基本构件运动方向相垂直的方向上作平移运动(直线运动)	在基本构件上	
	6	"	"	在工作构件上	
2	8	平移运动(直线运动)	绕平行于基本构件运动方向的固定轴旋转	在基本构件上	
	6	"	"	在工作构件上	
3	8	平移运动(直线运动)	绕垂直于基本构件运动方向的固定轴旋转	在基本构件上	
	6	"	"	在工作构件上	
4	8	平移运动(直线运动)	在与基本构件运动方向相垂直的方向上作平移运动(直线运动)	在基本构件上	
	6	"	"	在中间构件上	
5	8	平移运动(直线运动)	在与基本构件运动方向相平行的方向上作平移运动(直线运动)	在基本构件上	
	6	"	"	在中间构件上	
6	8	平移运动(直线运动)	在与基本构件运动方向相平行的方向上作平移运动(直线运动)	在工作构件上	
	6	"	"	在中间构件上	

1939年式 ДС 机枪的彈鏈供彈機構，紹沙、路易士等机枪的槍機閉鎖機構都是第二型凸輪機構。

路易士机枪的彈盤傳動機構，ДП式和1939年式 ДС 机枪的閉鎖機構，都是第三型凸輪機構。

勃朗寧和德萊西重机枪的彈鏈供彈機構，都是第四型的鉸鏈—凸輪機構。

各种不同的加速機構（勃朗寧、伯克門等机枪的加速機構）中有第五型和第六型凸輪機構。

下面我們將討論決定自動武器中各類凸輪機構的傳速比的方法。

在輪廓已經給定的條件下，第一型機構的 $k = f(\alpha)$ 曲線可按照下列兩種方案繪制：

第一方案（圖87）。

1) 作一直線 ab 平行于橫座標軸，並使之與組成凸輪理論輪廓的兩圓弧中心的距離相等；

2) 作若干縱座標線，使其中的兩根直線通過凸輪輪廓上直線和圓弧的聯接點；

3) 將組成凸輪輪廓的圓弧與縱座標線的交點，用直線與圓

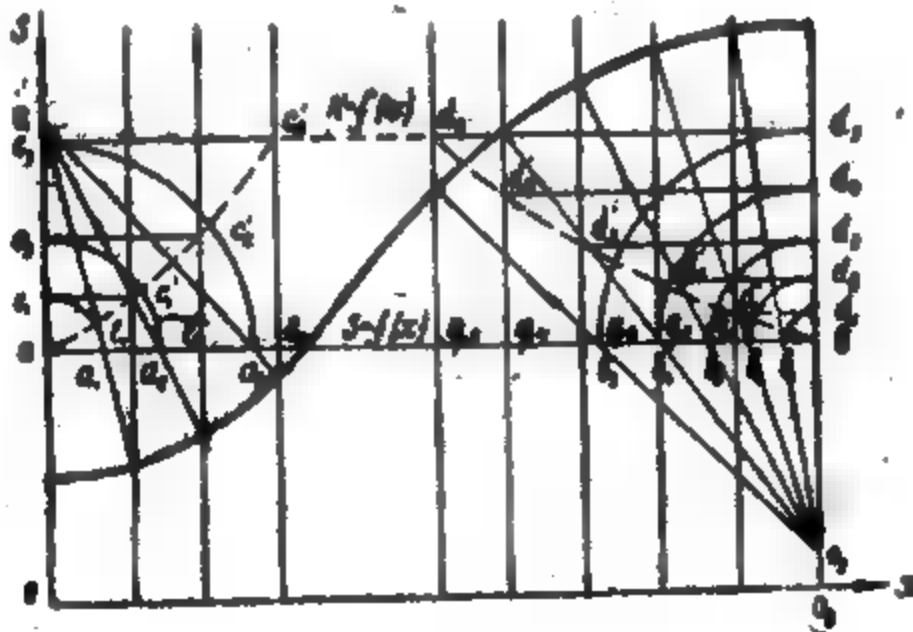


圖87 傳速比的確定（第一方案）。

心 O_1 和 O_2 连接起来;

4) 以 a 、 b 两点为圆心, aa_1 、 aa_2 、…… bb_1 、 bb_2 等线段为半径, 作圆弧使之与过 O_1 和 O_2 所引的纵座标线相交;

5) 由 c_1 、 c_2 、 c_3 ……和 d_1 、 d_2 、 d_3 ……各点作平行于横座标轴的直线, 使之与相应的纵座标线相交, 得 e_1c_1 、 e_2c_2 、…… q_1d_1 、 q_2d_2 等线段, 这些线段就表示传动比, 其比例尺为 $\alpha_k = \frac{1}{\alpha O_1}$ 。

以平滑曲线连接 c'_1 、 c'_2 ……和 d'_1 、 d'_2 等点, 即可求得座标原点为 a 的 $k = f(x)$ 曲线。

其实, 由三角形 aO_1a_1 可得

$$\frac{aa_1}{\alpha O_1} = \operatorname{tg} \alpha,$$

式中 α 角等于曲线 $s = f(x)$ 在该位置上对横座标轴所形成的倾角。

因此,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{ds}{dx} = k;$$

也就是

$$\frac{aa_1}{\alpha O_1} = \frac{ds}{dx} = k。$$

但根据作图, $aa_1 = e_1c'_1$ 。因而, $e_1c'_1 = \alpha O_1 k$, 也就是说 $e_1c'_1$ 线段实际上表示传动比, 其比例尺为 $\alpha_k = \frac{1}{\alpha O_1}$ 。

第二方案 (图88):

1) 作若干纵座标线, 使其中的两个通过凸轮轮廓上直线和圆弧的联接点;

2) 给出 k 的比例尺 α_k , 从组成凸轮轮廓的圆弧的圆心 O_1 和 O_2 起, 在过该二点的纵座标线上, 取线段 O_1a 和 O_2b , 使之等于 $\frac{1}{\alpha_k}$;

3) 由 a 点和 b 点作水平线段 aa' 和 bb' ;

4) 将纵座标线与组成凸轮轮廓的圆弧的交点用直线和圆心 O_1 和 O_2 连接起来;

5) 将得出的 aa_1 、 aa_2 …… bb_1 、 bb_2 等线段移到相应的纵座标线上, 得 e_1c_1 、 e_2c_2 …… q_1d_1 、 q_2d_2 等线段, 它们分别等于线段 aa_1 、 aa_2 …… bb_1 、 bb_2 , 在这种情况下, 线段 e_1c_1 、 e_2c_2 …… q_1d_1 、

a_1d_2 等等就将表示傳速比 k ，其比例尺为 $\frac{1}{O_1a}$ 或 $\frac{1}{O_2b}$ ，亦即 α_{x0} 。

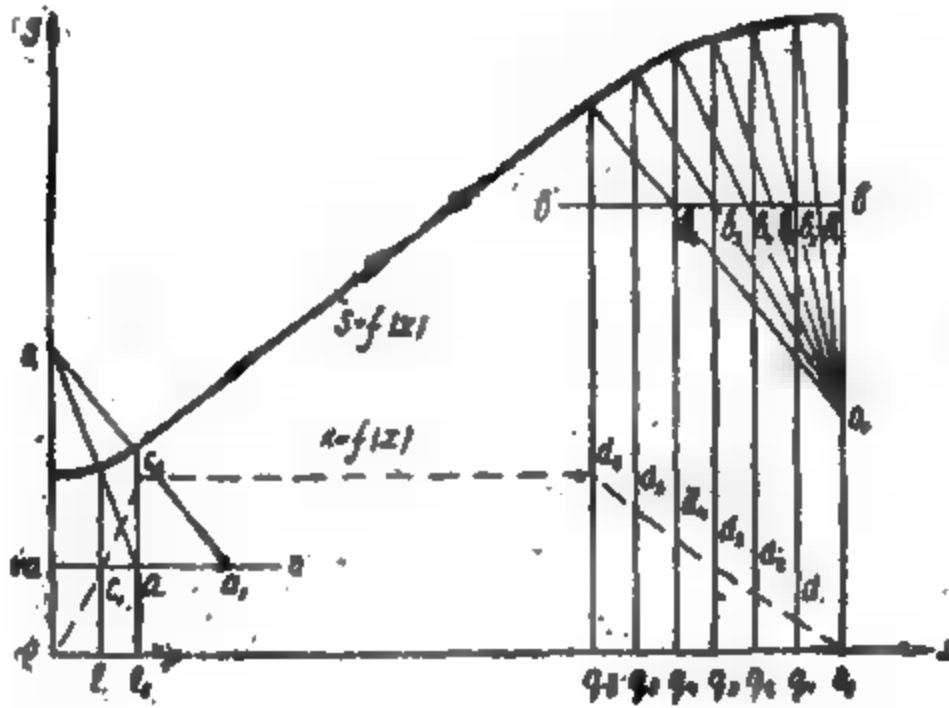


图88 傳速比的确定(第二方案)。

这种作法的证明完全与第一方案相似。

以平滑曲线连接 $c_1, c_2, \dots, d_1, d_2$ 等点，就可求得座标原点为 O 的 $k = f(x)$ 曲线。

在第一型凸輪机构的两个亚类中，不管那一个构件(A 或 B)是凸輪，都可以利用这种方法来决定其傳速比 k 。

分析一下第二型凸輪机构(图89)，就不难看出，假如从需要决定傳速比的 B 点到旋轉軸的距离等于从凸輪輪廓到旋轉軸的距离 r_A ，則决定傳速比的方法和前面所讲的方法完全一样，因为将凸輪輪廓所在的表面展开以后，第二型凸輪机构图就轉化为第一型凸輪机构图。

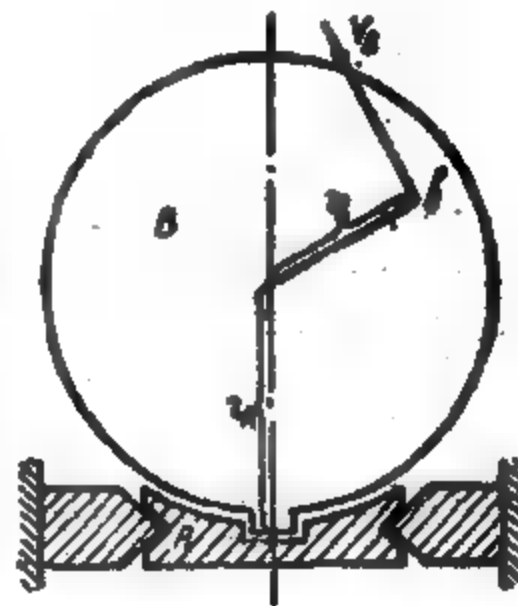


图89 第二型凸輪机构。

如果 b 点在构件 B 上距旋轉軸的距离为 r_b ，則只需要稍微改变 $k = f(x)$ 曲线的比例尺即可。

实际上，傳速比的公式为：

$$k = \frac{ds}{dx},$$

式中

$$ds = r_b d\varphi,$$

φ ——构件 B 对旋轉軸的旋轉角，但

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{ds_1}{ds}$$

而

$$ds_1 = r_k d\varphi_0.$$

因此，

$$ds = ds_1 \frac{r_b}{r_k}$$

和

$$k = \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{r_b}{r_k}, \quad (60)$$

式中

α ——凸輪理論輪廓曲綫对基本构件的速度方向所成的傾角；

ds_1 ——构件 B 上与构件 A 的接触点的单元位移；

ds ——构件 B 上 b 点的单元位移；

r_k ——进行展开的圓柱表面的半徑。

因为在給定的情况下，半徑 r_b 和 r_k 为常数，故乘数 $\frac{r_b}{r_k}$ 仅改变 $k = f(x)$ 曲綫的比例。

在图89中，构件 A 是凸輪。如果构件 B 是凸輪，由于半徑 r_k 为常数，决定傳速比的方法也就完全一样。

分析一下如何决定第三型凸輪机构的傳速比的問題，与前面比較起来，就可以看到它們是具有某些特点的。这些特点是，由构件 B 的旋轉軸到构件 A 与 B 的接触点 b_1 的距离，可能随构件 A 的位移而变化。然而，在这种情况下，傳速比的决定仍然可以类似上述来进行。

假设要决定由构件 B 上的 b 点对构件 A 上的 a 点的傳速比 (图90)。

在这种情况下，傳速比的公式仍与上面相同为：

$$k = \frac{V_a}{V_b},$$

式中

V_a 和 V_b —— a 点和 b 点的速度。

求 $k = f(x)$ 的关系时，我们可以利用绘制极速度图的方法。

首先求出构件 B 上 b_1 点的速度，该点是构件 A 和 B 在任一可能位置上构件 A 和凸轮（构件 B ）理论轮廓的接触点。

为此，我们用一般的方法绘制极速度图：

1. 过极点 P 作一任意长度的线段 pa' ，与构件 A 上 a 点速度的方向相垂直，并作一直线平行于构件 B 上回转轴和 b_1 点的联线；

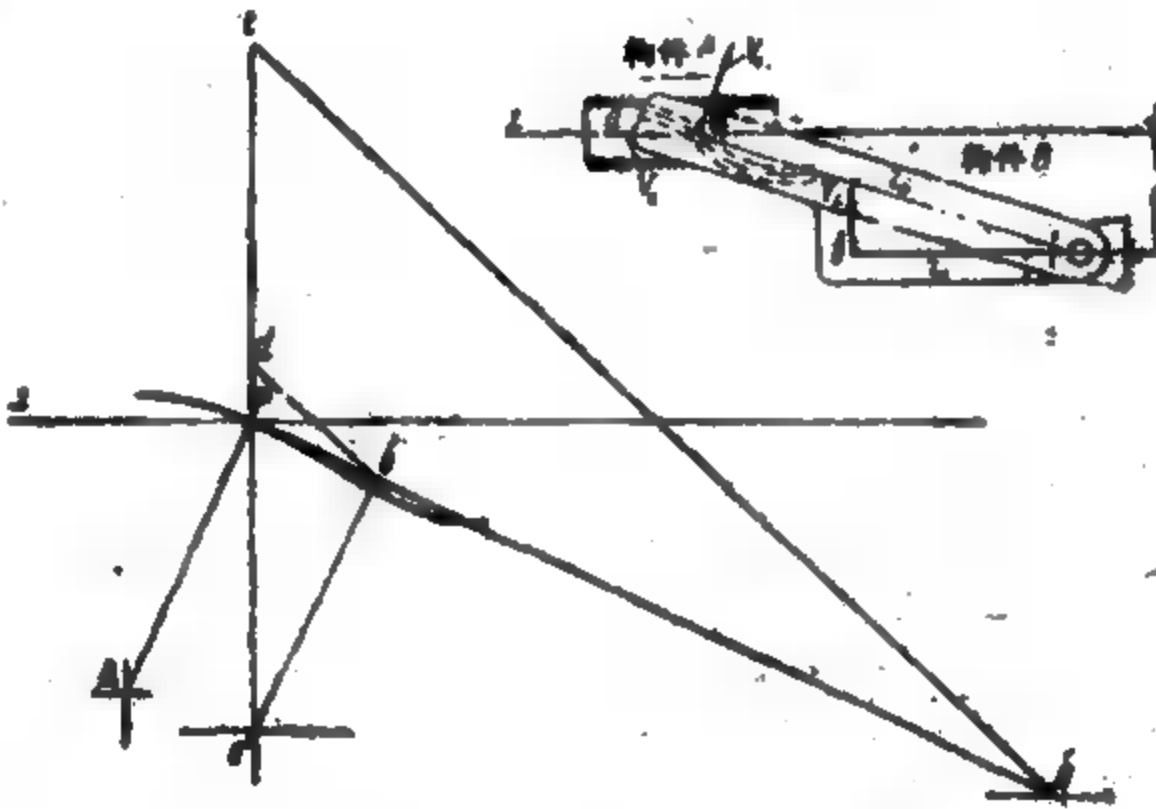


图90 三型凸轮机构第二亚类的极速度图的绘制。

2. 由 a' 点作一直线，与 A 、 B 两构件的接触点上凸轮理论轮廓曲线的曲率半径平行，直到与过极点 P 所作的另一直线交于 b' 点。

不难看出，线段 pa' 和 pb' 垂直于 a 和 b_1 两点的绝对速度， a 和 b_1 两点是 A 、 B 两构件在凸轮理论轮廓上的接触点；线段 $a'b'$ 则垂直于 a 和 b_1 两点的相对速度。

$\Delta p a' b'$ 是速度图, p 点为极点。

这时, 线段 pb' 将等于

$$pb' = \frac{V_{b_1}}{V_a} pa',$$

式中

V_{b_1} ——构件 B 上 b_1 点的速度;

V_a ——构件 A 上 a 点的速度;

亦即线段 pb' 表示 b_1 点对 a 点的传递比 k_1 , 其比例尺为 $\frac{1}{\alpha_1}$ 。

为了求得 b 点 (构件 B 上) 对 a 点 (构件 A 上) 的传递比, 必须把所得的线段 pb' 乘以比值 $\frac{r_1}{r_2}$, 其中 r_1 和 r_2 是 b 点和 b_1 点到构件 B 的回转轴的距离。于是, 可得出表示 b 点 (构件 B 上) 对 a 点 (构件 A 上) 的传递比 $k = \frac{V_b}{V_a}$ 的线段, 其比例尺为 $\frac{1}{\alpha_2}$ 。

这个线段可由下述图解法求出:

1) 延长线段 pb' , 并在其上截取表示 r_2 量的线段 po , 其比例尺为 α_1 ;

2) 向上延长线段 $a'p$, 并在其上截取表示 r_1 量的线段 pc , 其比例尺亦为 α_1 ;

3) 从 b' 点作一直线平行于线段 oc , 并与线段 pc 相交于 d 点。

这时, 线段 pd 就将表示构件 B 上 b 点对构件 A 上 a 点的传递比, 其比例尺为 $\frac{1}{\alpha_2} = \alpha_2$ 。

实际上, 由相似三角形 pdb' 和 pcO , 可得:

$$pd = \frac{pc}{po} pb',$$

但是

$$pc = \frac{r_1}{\alpha_1},$$

$$po = \frac{r_2}{\alpha_1},$$

$$pb' = \frac{V_{b_1}}{V_a} pa',$$

所以,

$$pd = \frac{r_1}{r_2} \frac{V_{b_1}}{V_a} pa'.$$

或

$$pd = \frac{V_b}{V_a} pa',$$

因为

$$\frac{V_b}{V_a} = \frac{r_b}{r_a} \frac{V_{b1}}{V_{a1}},$$

亦即线段 pd 表示傳速比

$$k = \frac{V_b}{V_a},$$

其比例尺为 $\alpha_k = \frac{1}{pd}$ 。

如果在作图之初已經給定 k 的比例尺 α_k ，則綫段 pa' 不应任意截取，而应取其长度为 $pa' = \frac{1}{\alpha_k}$ 。

为了求得傳速比随基本构件替換质点的座标而变化规律 $k = f(x)$ 的图解，必須根据該座标变化的情况，在机构的若干位置上进行上述作图。

决定 $k = f(x)$ 的图解时，預先在两張紙上（描圖紙和普通紙）进行作图，則更为方便。

必須在描圖紙上进行作图如图91所示。

图中 p_0x 綫表示基本构件 A 上 a 点的軌迹，而 p_0p_1 、 p_0p_2 等綫段則表示 a 点当机构在不同位置时的座标，其比例尺为 α_r 。

綫段 $p_0c_0 = p_1c_1 = p_2c_2 \dots$ 和 Op_0 、 Op_1 則表示 r_b 和 r_a 的长度，其比例尺为 α_k 。綫段 $p_0a_0 = p_1a_1 = p_2a_2 \dots$ 都等于 $\frac{1}{\alpha_k}$ ，其中 α_k 是 $k = f(x)$ 曲綫中 k 量的比例尺。

图92是应当預先在普通紙上进行的作图。

在图中繪出构件 A 上 a 点的軌迹，作出凸輪的理論輪廓曲綫并标出构件 B 的回轉軸的位置（ O 点）。作凸輪的理論輪廓曲綫和构件 B 的回轉軸的位置时，比例尺都应为 α_r 。

图92上的凸輪理論輪廓曲綫是由一根直綫和两个圓弧組成的。

为了作出 $k = f(x)$ 的图解，必須將描圖紙（图91）复在图92上，使 O 点相重合，而后使描圖紙繞 O 点回轉，逐次使 p_0 、 p_1 、 p_2 等点和图92上的凸輪理論輪廓曲綫重合起来，并且在每一位

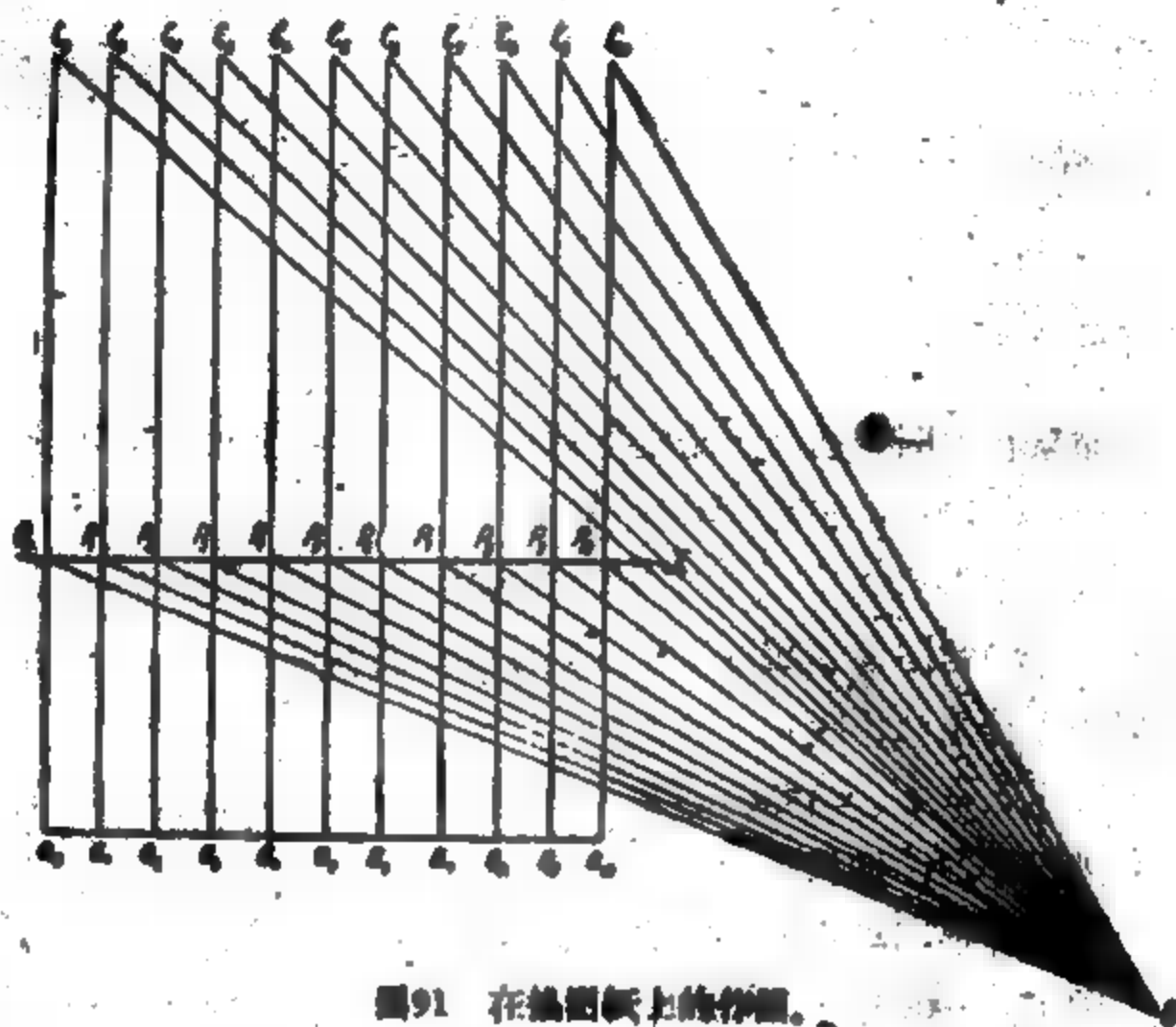


圖91 在描圖紙上的作圖。

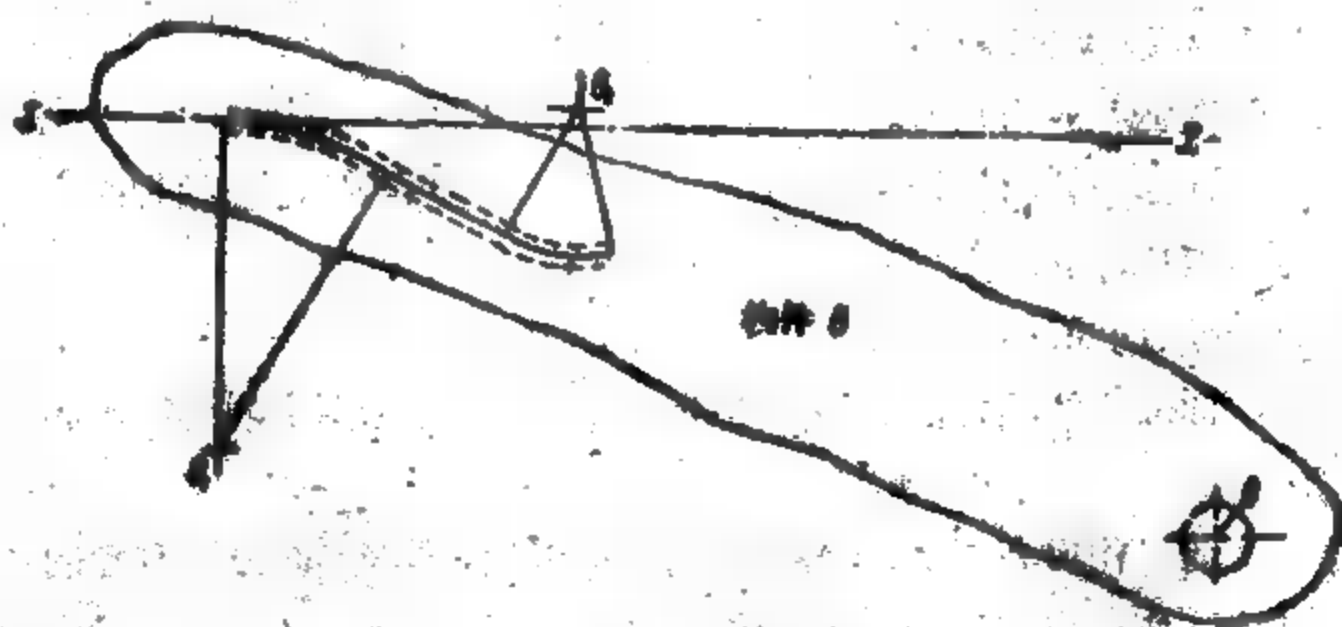


圖92 在普通紙上的作圖。

置上都在描圖紙上依照圖91所示的步驟進行作圖。

從 a_0, a_1, a_2 等點分別作直線，平行於凸輪理論輪廓曲線上與機構的各個位置相對應各點的曲率半徑，使這些直線分別與 OP_0, OP_1, OP_2 等直線相交於 b_1, b_2, b_3 等點；又由 b_1, b_2, b_3, \dots 等點分別作直線平行於 Oc_1, Oc_2, Oc_3, \dots 等線段，並與 $a_1c_1, a_2c_2, a_3c_3, \dots$ 等線段相交於 d_1, d_2, d_3, \dots 等點。

然後用一平滑曲線連接 d_1, d_2, d_3, \dots 等點，此曲線就是 $k = f(x)$ 的圖解，其座標原點為 P_0 。

所有這些作圖的步驟都示於圖93中。在這個圖上還圖有

$$k_1 = \frac{1}{r_1} = f(x)$$

的曲線，這個曲線是把 p_1b_1, p_2b_2 等線段分別移至 p_1c_1, p_2c_2, p_3c_3 等線段上而作出的。

下面我們將研究第三型凸輪機構的另一亞類的 $k = f(x)$ 的圖解求法，在這種機構內，構件A為凸輪。

為此，仍須利用繪制極速度圖的方法。

在圖94上作出了該機構的略圖和構件在任一可能位置上的極速度圖。這裡，極速度圖的作法與上述情況毫無區別。

在圖94上，線段 $pb' = \frac{V_{B1}}{V_A} pa'$ ，亦即線段 pb' 表示 b_1 點（構件B上）對 a 點（構件A上）的傳速比，其比例尺為 $\frac{1}{pa'}$ 。由於在這種結構中，從構件B與構件A上凸輪理論輪廓曲線的接觸點到構件B的回轉軸的距離可取為常數，所以這個線段也就表示 b 點對 a 點的傳速比，其比例尺為

$$\alpha_1 = \frac{r_B}{r_A} \frac{1}{pa'},$$

因為

$$k = \frac{V_{B1}}{V_A} \frac{r_A}{r_B}.$$

在這種情況下，為了作出 $k = f(x)$ 的圖解，最好是認為主動構件A停止不動，而構件B的回轉軸則以構件A的速度向着相反的方向運動。

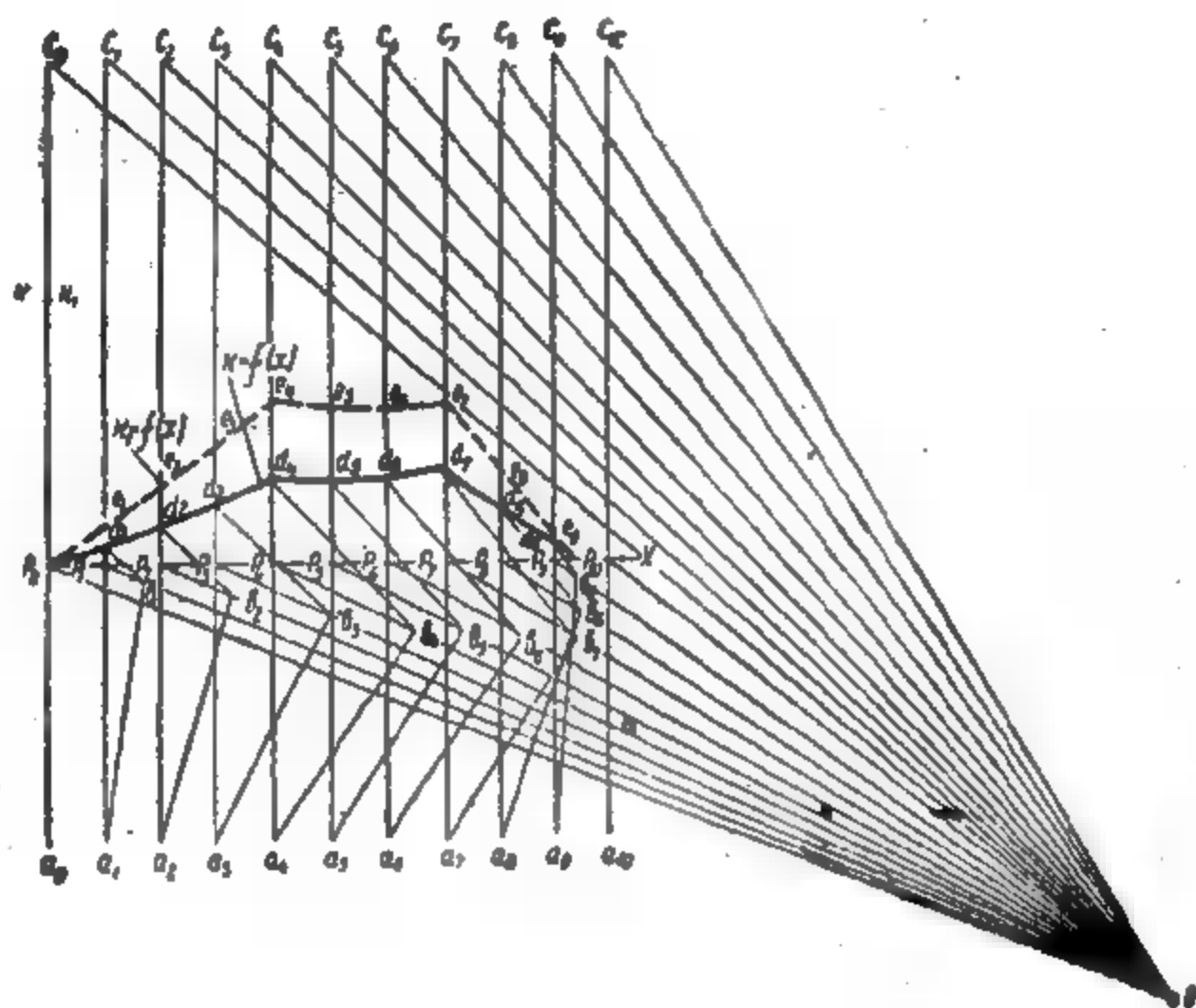


图93 第三型凸轮机构第二亚类的传动比的图解。

此外，这时，速度图的极点可以取在与构件B的回转轴心相应的各不同位置上。

$k = f(x)$ 的图解作图示于图95上。对机构的每一位置，这些图解作图完全与图94所示的作图相似。

绘制 $k = f(x)$ 的曲线时，与机构在各个位置上的传动比成比例的线段，应当沿着与构件A上a点的坐标相对应的纵坐标线上截取。这时， $k = f(x)$ 曲线的坐标原点为 p_0 点。

如果在所研究的凸轮机构中，凸轮的理论轮廓曲线不是由一根直线和两个定半径的圆弧组成，而是一条复杂的曲线，则决定传动比的方法仍然相同，但对机构的每一位置，都需要决定凸轮理论轮廓曲线的曲率半径的方向。

上面我们分别研究了决定自动武器各机构中若干常遇到的典

種傳動裝置的傳速比的求法。然而在自動武器的一個機構中，常常包括若干不同型式的傳動裝置。

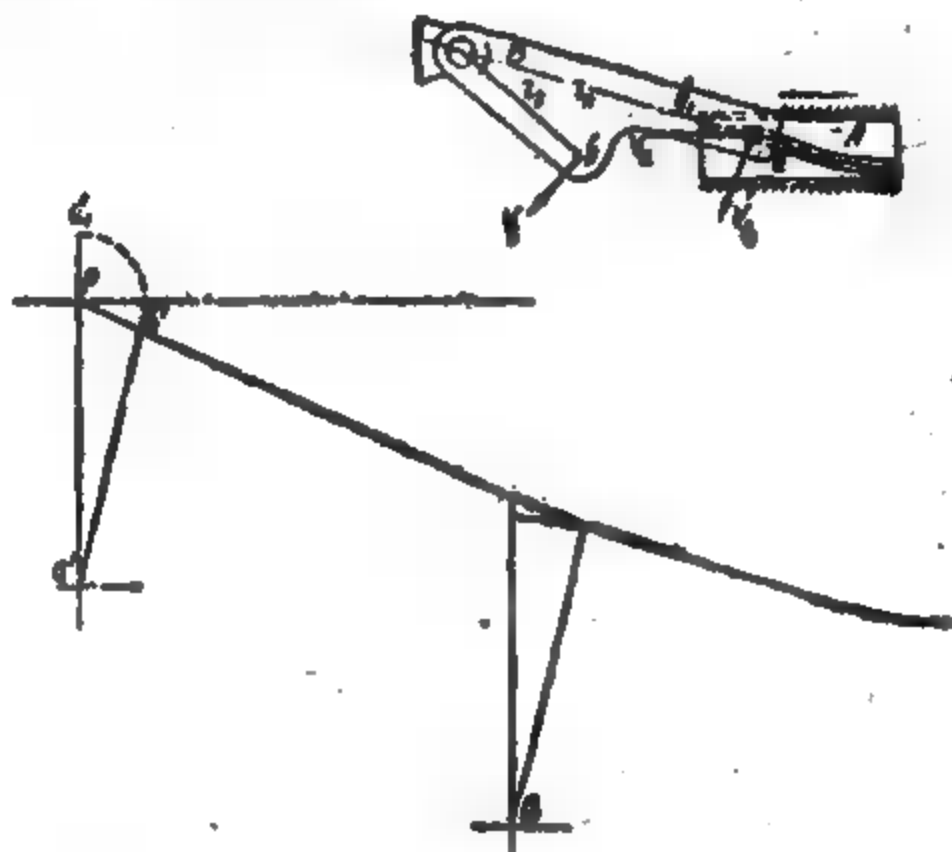


图94 第三型凸輪机构第一亞类的極速度圖的作法。

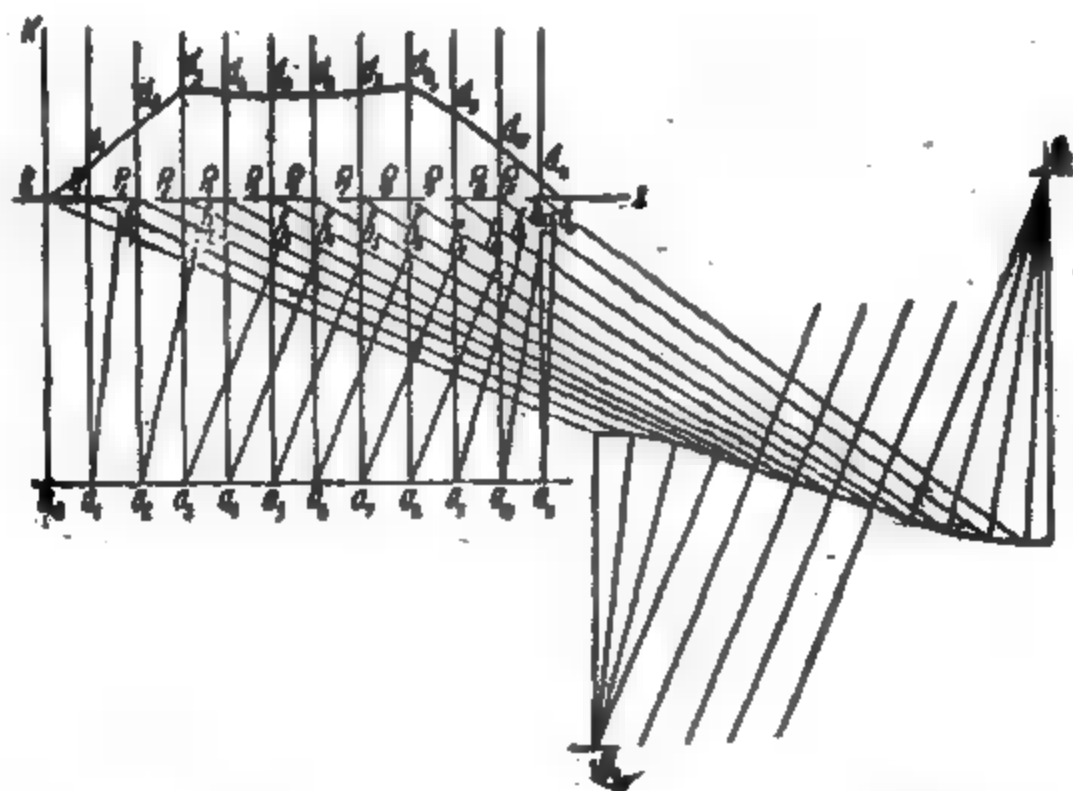


图95 第三型凸輪机构第一亞类的傳速比的求法。

在这种情况下，根据机械原理的一般理论，机构的总传动比，可取为各传动部分的传动比的乘积： $k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \dots$ 等。

在某些复杂传动的情况下，利用极速度图，即可立即确定总传动比。

例如，在第四型凸轮机构的第一亚类中，决定由基本构件到工作构件的总传动比时，可按下述方法进行：

1. 和对第三型凸轮机构一样，决定由构件 A 至构件 D 上 d 点的传动比（图96）。

2. 利用表示此传动比的向量 pd' 作出 d 点和 b 点的极速度图。这时，极速度图上的线段 pb 将表示构件 B 的速度，其比例尺为 $\omega_k \frac{r_A}{r_B}$ 。

其次，将线段 pb 旋转 90° 。这时，铅直线段 pe 将为 $k = f(x)$ 曲线的纵坐标。

对机构的各个不同位置都进行同样的作图，就可得出 $k = f(x)$ 的全图。

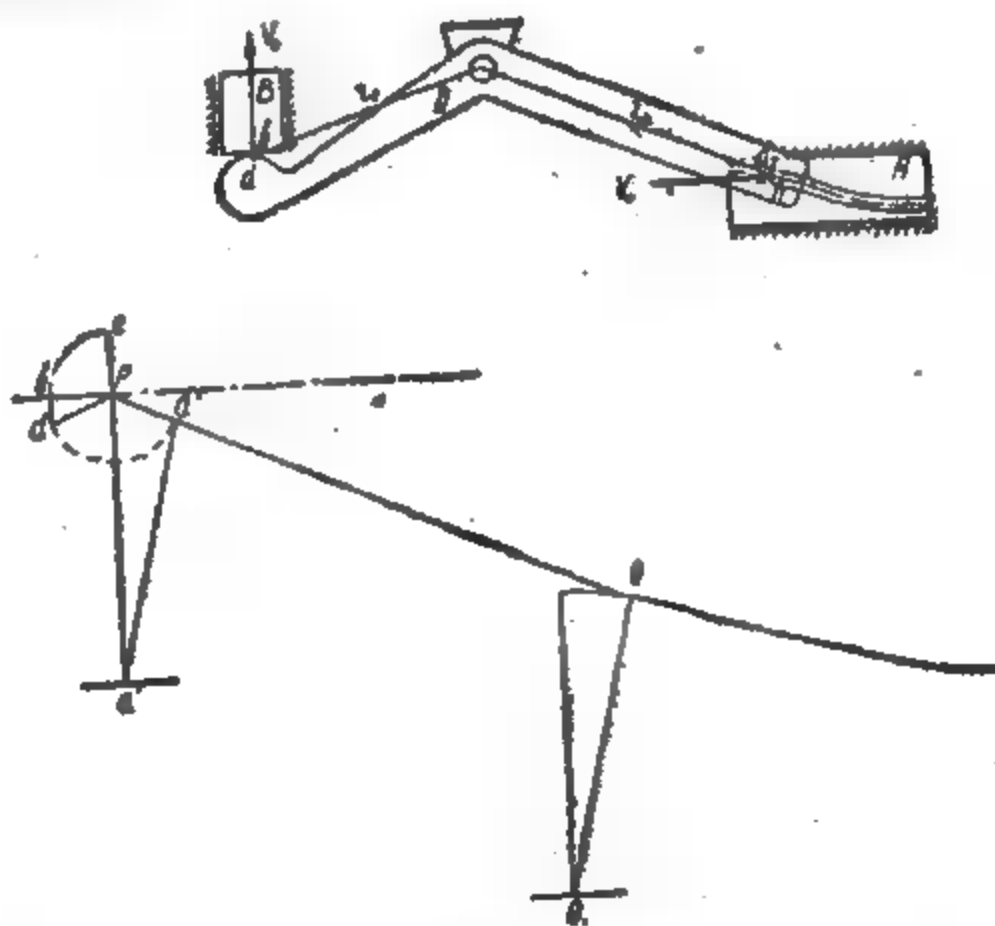


图96 第四型凸轮机构第一亚类的极速度图的作法，

对第四型凸輪机构的第二亚类，也可以用同样的方法圖解出 $k = f(\alpha)$ ，在这一机构中，中間构件 D 为凸輪。在这种情况下，作图的主要部分，与决定第三型凸輪机构第二亚类的傳速比一样，是在描圖紙上进行的，但还要另外作补充圖解以求出构件 B 上 b 点对构件 D 上 d 点（图97）的傳速比。

对于自动武器中其他类型的凸輪机构，也可用上述方法来决定其傳速比。

例如，第五型凸輪机构的傳速比的决定，原則上与第四型凸輪机构相同。在决定第六型凸輪机构的傳速比时，为了簡化作图，首先应当把构件 A 看作是停止不动的。这时，决定这种凸輪机构的傳速比的方法，就与决定第三型凸輪机构的傳速比的方法原則上相同。但是，此时所求得的傳速比 k_0 是表示构件 B 的相对速度（对构件 A ）与构件 A 的速度的比值。为了得出表示 B 、 A 两构件的绝对速度之比的实际傳速比，必須将求得的傳速比再加 1，因为

$$k = \frac{V_B}{V_A} = \frac{V_B - V_A}{V_A} + 1 = k_0 + 1. \quad (61)$$

上述决定傳速比的各种方法，在分析現有自动武器各机构时，可以广泛运用。

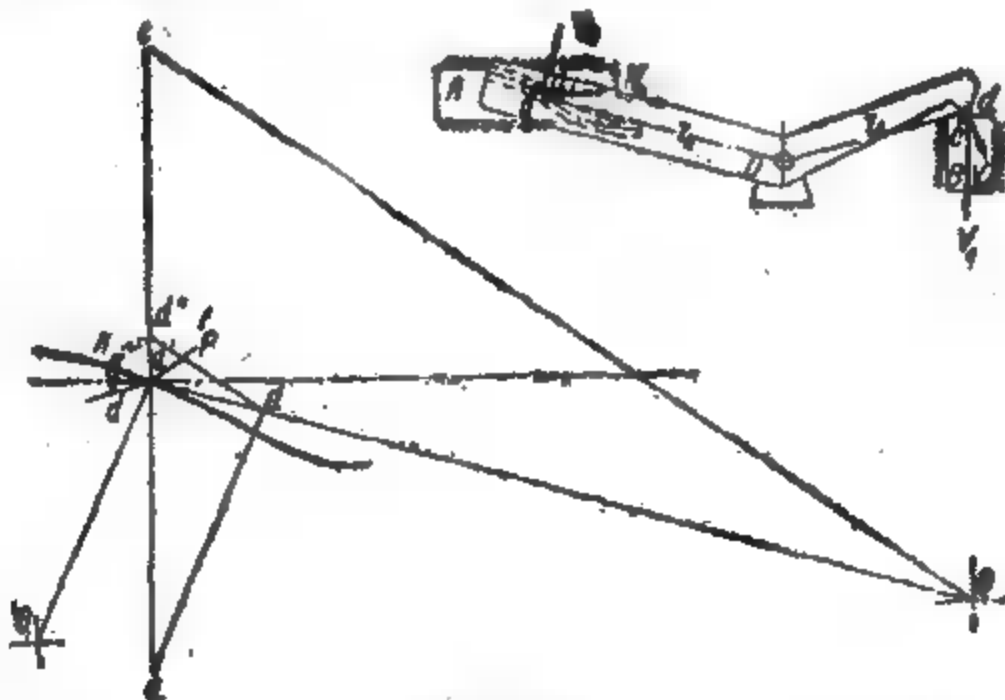


图97 第四型凸輪机构第二亚类的極速度圖的作法。

在綜合各机构时，設計者必須自己規定各个主要零件的尺寸，这些尺寸限制着机构构件的运动；設計者还要規定各个傳动裝置的傳速比及其变化規律。运用机构的运动学綜合理論，对自动武器現有各机■进行分析，以■将其中較好的■分用于新的設計中，这是十分有益的。但是，这样做往往仍然不够，特別在綜合凸輪机构时为然。凸輪机构的傳速比，除了与其他构造■元有关以外，还取决于設計者所确定的凸輪輪廓。

在決定傳速比时，首先应当从分析該机构的具体工作条件■出发，■时还要■对所■計的整个武器所提出的各■要求。

在設計射速很大的武器时，主要的注意力应当集中在减小机构付中所产生的慣性力上，因为提高射速往往与提高武器各机构中主要构件的速度和加速度和产生很大的慣性力有关。設計者应当选择适当的傳速比及其变化規律，力求在各■构件中产生的內力■过一定的界限，并使这些內力的变化性质能保證■作用的动力性为最小，也■說，要■它們均匀地增减。

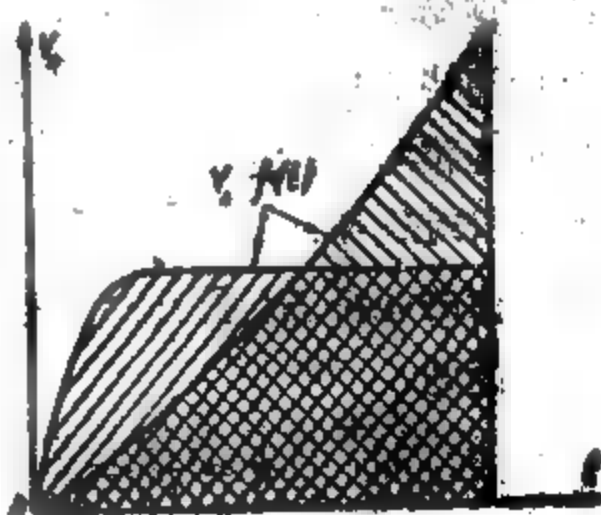


图98 从■构件的速度变化图。

在某些情况下，設計者必須特別注意减小机构工作时的能量消耗，这一点可能会与提高机构工作均匀性的要求相矛盾。

例如，当主动构件移动 λ_1 的距离时，要求从动构件■位移为 λ_2 。这时从■构件可以有不同的速度变化規律。图98中的两根■显示从动构件的总位移保持不变时，■速度随时间■变化的两种可能規律。由此图可以看出，如果速度增长得較均匀，則各机构付中的慣性力較小，而从动构件的末速就将很大，因而使机构工作时的能量消耗很大。

如果从动构件的速度先急剧地增加，然后保持为常量，这样，

起动时会各机构付中产生很大的惯性力，但是机构工作时的能量消耗就较小，因为在这种情况下，从动构件在运动末瞬的速度要比在第一种情况下小得多。

在选择传动比的变化规律时，必须注意到获得较简单的凸轮轮廓外形的可能性。

为了简化凸轮轮廓的加工，用两个圆弧来组成凸轮轮廓是适宜的。图99是两个由二段圆弧联接而成的不同凸轮轮廓，在这两个凸轮机构中，主动构件和从动构件的位移彼此相同。

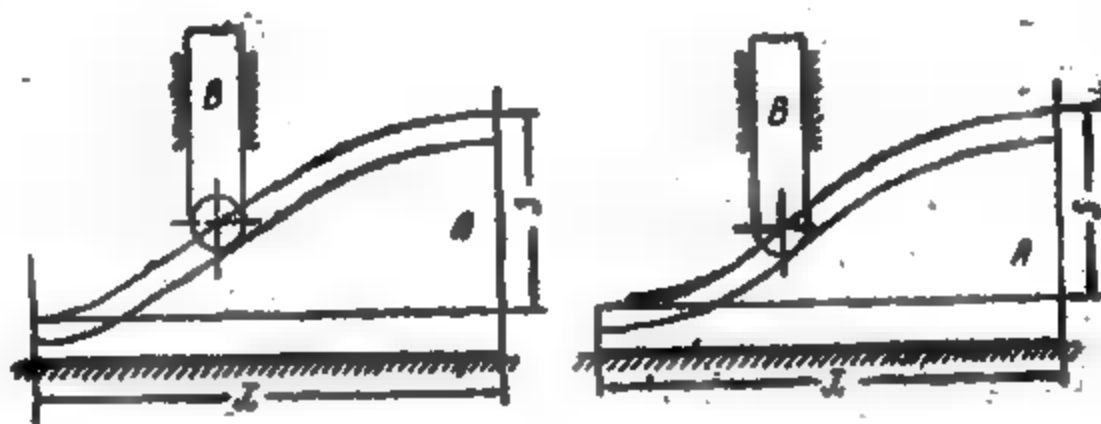


图99 凸轮轮廓。

但在运动没有定常以前，传动比的变化及其大小，并不能给出作用在机构付中的内力和从动构件的速度变化规律的完整概念，因为主动构件的速度是随传动比变化的，并且只有在研究了机构的工作之后才能知道。

在某些情况下综合机构时，可以直接给定主动构件或从动构件的运动规律，而在研究运动之后就得出传动比，并据以作出保证给定运动的凸轮轮廓。

分析一下机构的下列基本运动方程式，就可以阐明解决这种问题的可能性（见179页）：

$$\left(M_A + M_B \frac{k^2}{\eta}\right) \frac{dV_A}{dt} + M_B V_A \frac{k}{\eta} \frac{dk}{dx} = F_A - F_B \frac{k}{\eta} \quad (62)$$

在此方程式中

$$k = \frac{V_B}{V_A},$$

式中 V_B ——从动构件的速度；

V_A ——主动构件的速度。

如果将 k 的表达式代入此方程式中，方程式就只包含有 V_A 和 V_B 两个未知数。给定其中一个速度的变化规律以后，解一个微分方程式，就可以求出另一速度的变化规律。

在运用这种方法时，应当注意，效率 η 的值与传动比 k 有关，所以只有在研究运动之后才可以求出 η ，但是，如果不知道 η 的值，就不能研究机构的运动。

为了解决这个问题，可以预先概略给定 η 值，然后（在必要时）用逐次近似法进行修正。

例如，在设计弹链供弹机构时，如果要推动较长的弹链，用这种方法来综合机构是有利的。在这种情况下，可以令作用在弹链上的力与搬弹滑板的速度成比例，所以给定搬弹滑板的速度时，同时也就给定了这一作用力。

在设计其它机构时，例如，枪机加速机构或闭锁机构，作用在机构件中的力很复杂，但有时是可以给定的。

下面我们用一个综合第一型凸轮机构的例子，来说明在综合机构时解决这种问题的可能性（图75）。

对于这种机构，曾经根据达兰贝尔原理得出下列方程式：

$$F_A = R(\sin \alpha + 2f \cos \alpha) + M_A \frac{dV_A}{dt}; \quad (63)$$

$$F_B = R(\cos \alpha - 2f \sin \alpha) - M_B \frac{dV_B}{dt}; \quad (64)$$

$$\frac{V_B}{V_A} = \tan \alpha. \quad (65)$$

在这些方程式中， R 是两构件之间相互作用的约束反作用力。如果给定该反作用力的大小，则在上列三个方程式中，未知的就只是从动构件和主动构件的速度 V_B 、 V_A 以及凸轮轮廓的倾角 α 。

解方程式 (63)、(64)、(65)，就可以求出这些量，同时不

仅可以查明速度 V_2 和 V_3 ，并且能够求出由 α 角所决定的凸輪輪廓。

前面的討論，从理論上說明我們可以根据对机构的具体要求和机构的工作特点，解决各种机构的綜合問題。

但是，在解决設計自动武器各机构中的具体問題时，运用上述方法，会遇到很大困难，有时不能不因此采用单程試驗方法来選擇凸輪。

在設計凸輪机构时，还应当特別注意保證零件有良好的寿命和使摩擦力的作用很小。

为了保證凸輪的寿命，压力角的大小具有很大的意义。所以在綜合自动武器的凸輪机构时，必須檢查压力角的数值。

在机械原理中，在凸輪与从动构件的接触点上，凸輪輪廓曲綫的法綫与从动构件上接触点的运动方向之間的夹角，叫做压力角（图100）。

在第一型凸輪机构中，当基本构件为主动构件时，压力角等于凸輪理論輪廓曲綫对基本构件运动方向的傾角，这一点在图100中可以明显地看出。但此角的正切等于傳速比。因此，与基本构件每一座标值相应的压力角可由下列等式求出：

$$\operatorname{tg} \gamma = k,$$

式中 γ —— 压力角；

k —— 傳速比。

在第二型凸輪机构中（图101），当基本构件为主动构件时，与基本构件任一座标值相应的压力角，同样可以利用傳速比来决定，■为把凸輪表面展开之后，就可以把这一型式的机构变换为第一型凸輪机构。

很明显，对于第二型凸輪机构，可以写出下列关系式：

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{r_R}{r_b} k, \quad (66)$$

式中

γ —— 压力角；

- k ——从动构件上 b 点对基本构件的传动比;
 r_R ——凸轮理论轮廓距从动构件回轉軸的距离;
 r_b ——从动构件上 b 点距其回轉軸的距离。

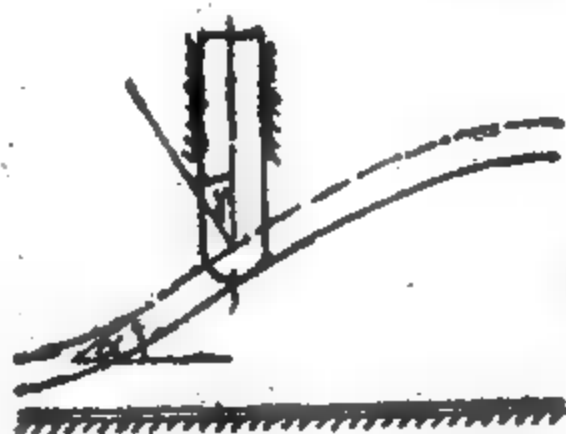


图100 第一型凸轮机构压力角之确定。

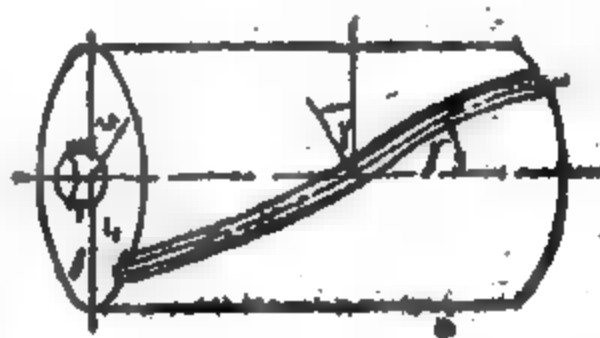


图101 第二型凸轮机构压力角之确定。

对于第三型凸轮机构而言，当基本构件为主动构件时，为了求出其压力角的表达式，应当利用图 102 中的方案，作出从动构件上 b_1 点的极速度图。

极速度图可用一般的方法按任意比例尺作出。此极速度图如图 103 所示，在图上标出了 φ 角和 γ 角，其中 φ 角是半径 r_R 与过回轉軸的水平线之间的夹角，而 γ 角则是压力角，亦即在凸轮与从动构件相接触的点上凸轮轮廓的法线和从动构件上 b_1 点的运动方向之间的夹角。在极速度图中，由 a 点引直线 ac' 垂直于向量 pb'_1 ，便得到 γ 角。

利用已得的极速度图，就可以写出下列 $\tan \gamma$ 的表达式：

$$\tan \gamma = \frac{b_1 c'}{ac'} \quad (67)$$

或

$$\tan \gamma = \frac{pc' - pb'_1}{ac'} = \frac{pc'}{ac'} - \frac{pb'_1}{ac'} \quad (68)$$

但是，从图 103 中可以看出：

$$\frac{pc'}{ac'} = \tan \varphi \quad (69)$$

和

在約束反作用力和損耗力作用下的平衡條件的純靜力學問題。

因為在某些情況下，作用在自動武器各機構構件上的力，常常可以近似地認為處在同一平面上。下面我們僅僅研究力的這種作用情況。

考慮到確定效率的近似性，我們將只研究效率遠小於 1 的那些運動付。屬於這種運動付的，首先是平移付和高付。

現在我們研究一些求自動武器各典型凸輪機構的效率的例子。

在以反作用力代替各約束面時，第一型凸輪機構的略圖可化成圖 104 所示的形式。

在略圖上配置各力時，可以假定力 R'_A 和 R'_B 作用在所研究的機構構件的接觸點上。

構件 A 的平衡條件為：

$$\sum X = R \sin \alpha + fR \cos \alpha + fN_1 - R'_A = 0, \quad (71)$$

$$\sum Y = N_1 - R \cos \alpha + fR \sin \alpha = 0. \quad (72)$$

構件 B 的平衡條件為：

$$\sum X = N_2 - R \sin \alpha - fR \cos \alpha = 0, \quad (73)$$

$$\sum Y = R \cos \alpha - fR \sin \alpha - fN_2 - R'_B = 0. \quad (74)$$

由這四個方程式，可以消去約束反作用力 N_1 、 N_2 和 R ，並確定 $\frac{R'_B}{R'_A}$ 的比值。

運算之後，可得：

$$\frac{R'_B}{R'_A} = \frac{\cos \alpha - 2f/\sin \alpha}{\sin \alpha + 2f/\cos \alpha} = \frac{1 - 2f/\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha + 2f}. \quad (75)$$

因為這個機構的傳速比為 $k = \operatorname{tg} \alpha$ ，故以 $k = \operatorname{tg} \alpha$ 代入 (75) 式，可得：

$$\frac{R'_B}{R'_A} = \frac{1 - 2f/k}{k + 2f}.$$

在求得此表達式的過程中，確定約束反作用力 N_1 和 N_2 時，曾忽略摩擦力。

$$\frac{dV_A}{dt} = f(x); \quad \frac{dV_B}{dt} = f(x);$$

$$F_A = f(x) \text{ 和 } F_B = f(x),$$

即可充分精确地确定这一瞬间。

然而，在研究机构各构件的运动以前，关系式 $\frac{dV_A}{dt} = f(x)$ 和 $\frac{dV_B}{dt} = f(x)$ 通常是不知道的。所以只有在某些特殊情况下，才可精确地确定主动构件和从动构件转化的时机。

例如，当 $k = \text{常量}$ 时，将有 $dV_A k = dV_B$ ，在 $R_A = 0$ 和 $R_B = 0$ 时便得条件式：

$$\frac{F_A}{M_A} = \frac{F_B}{k M_B} \quad (77)$$

因而，力 F_B 的绝对值等于 $\frac{F_A k M_B}{M_A}$ 的瞬间，就是构件性质转化的瞬间。

当 $k = \text{常量}$ 时，为了确定主动构件和从动构件互相转化的时机，可以利用求 $\frac{dV}{dt} = f(x)$ 曲线的逐次近似法，或者根据传递比的极大值来近似地确定这一瞬间。在研究自动武器的大部分机构时，这样作是足够准确

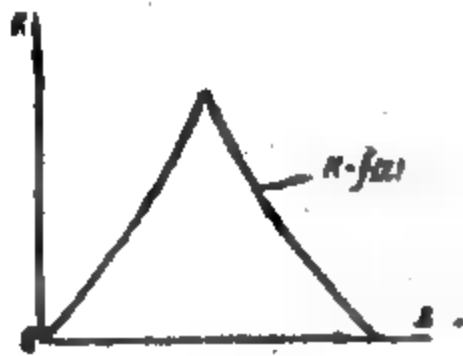


图105 $k = f(x)$ 的图形。

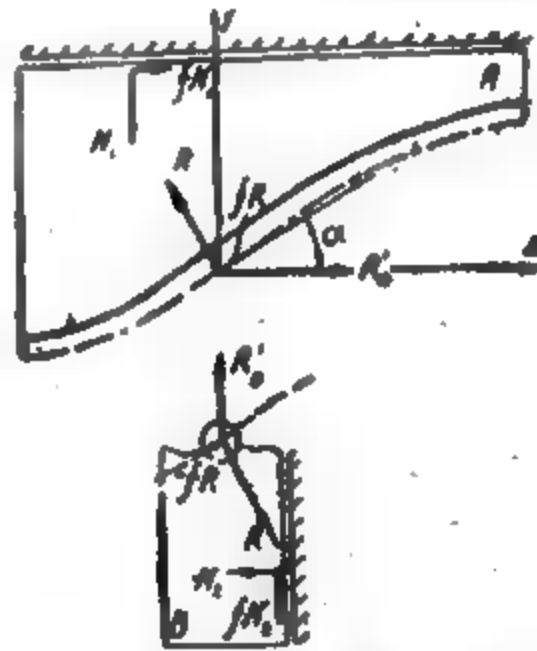


图106 作用在第一型凸轮机构构件上各力的略图 (B 为主动构件)。

的，特别是当 $k = f(x)$ 的极大值十分明显时为然 (如图105)。

采用这种假设的可能性，在进行计算以后即可检查出来。如果主动构件和从动构件转化的瞬间与所采用的截然不同，则在

計算中可以改變構件轉化前的運動公式的應用範圍來進行修正。

在主動構件和從動構件的作用轉化之後，作用在這些構件上的力的略圖，亦將發生變化（圖106）。

這時構件A和B的平衡條件將為：

對於構件A：

$$\sum X = R'_A - R \sin \alpha + fR \cos \alpha + fN_1 = 0, \quad (78)$$

$$\sum Y = R \cos \alpha + fR \sin \alpha - N_1 = 0; \quad (79)$$

對於構件B

$$\sum X = R \sin \alpha - fR \cos \alpha - N_2 = 0, \quad (80)$$

$$\sum Y = R'_B - R \cos \alpha - fR \sin \alpha - fN_2 = 0. \quad (81)$$

利用這些方程式，並且和前面一樣，在決定反作用力 N_1 和 N_2 時，取 $f = 0$ ，就可求得效率的表達式為（應該注意，構件B是主動構件）：

$$\eta_B = \frac{R'_B}{R'_A} k' = \frac{1-2fk'}{k'+2f} k', \quad (82)$$

式中

$$k' = \frac{1}{k} = \frac{v_A}{v_B} \text{——構件A對構件B的傳速比；}$$

$$k = \frac{v_B}{v_A} \text{——構件B對構件A的傳速比。}$$

比較一下（78）式和（82）式，就可以發現二者完全相似，這也是早就想得到的。

（82）式要求在計算過程中引入新的傳速比，這是不方便的。

把 $k = \frac{1}{k'}$ 代入（82）式中就可消除這種麻煩，代入之後便得：

$$\eta_B = \frac{1}{k} \frac{k-2f}{1+2fk}.$$

推導這種情況下的基本運動方程式時，必須取：

$$\frac{R'_B}{R'_A} = \frac{k'}{\eta_B} = \frac{1}{\eta_B k}$$

或

$$\frac{R_A'}{R_B'} = k \eta_B.$$

当构件 A 为主动构件时，这些公式应写为：

$$\frac{R_A'}{R_B'} = \frac{k}{\eta_A}$$

$$k = \frac{V_B}{V_A}.$$

把这些公式比较一下，就可得出这样的结论：在主动和从动构件的作用转化以后，如果引入效率的倒数

$$\eta'_B = \frac{1}{\eta_B},$$

亦即取

$$\eta'_B = \frac{1+2/f}{k-2/f} k. \quad (83)$$

则全部动力学方程式的形式可以保持不变。

把这个公式和构件 A 为主动构件时的效率公式 (76) 比较一下，可以看出：改变摩擦系数的符号，就可从 (76) 式得出 (83) 式。这是在这两种情况下，除摩擦力以外，其他各力都要改变符号的结果。

因而，如果改变摩擦系数的符号，第二种情况下（当构件 B 为主动构件时）的构件平衡方程式就将和第一种情况下（当构件 A 为主动构件时）的平衡方程式相似。只要平衡方程式相似，就能得到相同的效率公式。

因此，只要在正传动效率的公式中，把摩擦系数的符号改变一下，就可以求得逆传动（当主动和从动构件的作用互相转化以后）效率的倒数。然而应当注意，只是习惯上可称 η'_B 为效率，因为它大于 1，是逆传动效率的倒数。

分析所得的效率公式，就可以看到：当 $k = 2/f$ 时， $\eta_B = 0$ 。这就是说，构件 B 从此将不再为主动构件。在 $k < 2/f$ 的范围内，效率成为负数。

在研究自动武器的凸轮机构时，传动比的数值可能小于 $2/f$ ，即 $k < 2/f$ 。因为效率不能为负值，故当 $k < 2/f$ 时，(83) 式符号的改

变，可解释为作用在约束面上的某一力的符号发生变化。

为了决定那一个力 (R'_A 还是 R'_B) 的符号发生变化，必须回头研究一下由方程式 (78, 79, 80, 81) 所得的表达式：

$$R'_A = R(k - 2f)\cos\alpha,$$

$$R'_B = R(1 + 2fk)\sin\alpha.$$

这些公式表明，当 $k < 2f$ 时，力 R'_A 的符号将发生变化，也就是 R'_A 的方向改变。

在这种情况下，作用在构件 A 和 B 上的力的略图，将如图107所示。同时 η'_B 的表达式将为：

$$\eta'_B = \frac{1}{\eta_B} = \frac{R'_B}{R'_A} k = \frac{1+2fk}{k-2f} k. \quad (84)$$

必须指出，在这种情况下，构件 A 和 B 彼此都不能看作是从动的或主动的。因为力 R'_A 和 R'_B 的方向都与构件的速度方向相同。

然而，当 $k < 2f$ 时，力 R'_A 的符号也可能不改变，这就是说

构件 A 重新成为主动构件，因而，效率公式应当重新取为

$$\eta = \frac{1-2fk}{k+2f} k.$$

对机构进行静力学分析时，由于很难确定力 R'_A 改变符号的时机，同时由于摩擦比很小时，效率对运动的影响也不大，故在 $k < 2f$ 时，就可以不必对效率进行详细的分析。最后，我们采用下列各公式：

1. 在 $k = f(x)$ 到达其极大值以前，构件 A 为主动构件

$$\eta = \frac{1-2fk}{k+2f} k. \quad (85)$$

2. 在 $k = f(x)$ 到达极大值以后，构件 B 为主动构件；

$$\eta'_B = \frac{1+2fk}{k-2f} k. \quad (86)$$

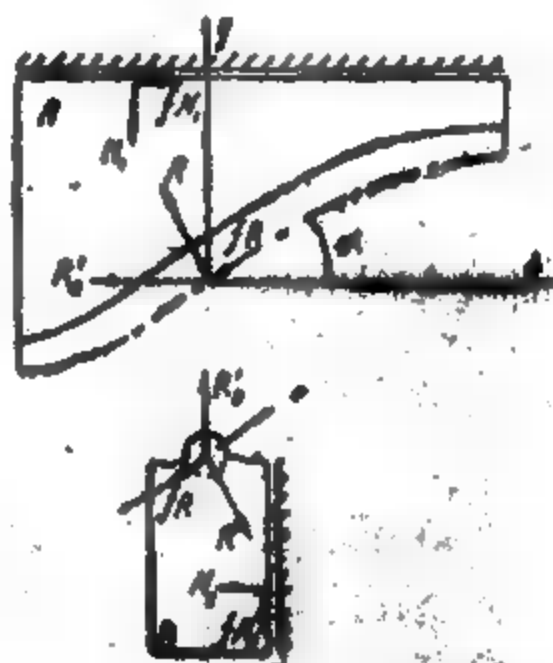


图107 当 $k < 2f$ 时，作用在某一型凸轮机构各构件上的力的略图。

运用这种比较的方法, 不必推导, 即可写出这种机构的效率的表达式:

1. 在 $k = f(x)$ 到达极大值以前, 构件 A 为主动构件,

$$\eta = \frac{1-fk_1}{k_1+2f} k_1. \quad (88)$$

2. 在 $k = f(x)$ 到达极大值以后, 构件 B 为主动构件,

$$\eta'_B = \frac{1+f k_1}{k_1-2f} k_1, \quad (89)$$

式中

$$k_1 = \operatorname{tg} \alpha = \frac{r_R}{r_B} k.$$

以常数 $\frac{r_R}{r_B}$ 乘 $k = f(x)$ 图解的纵座标的比例尺, 以改变纵座标的比例, 就可由 $k = f(x)$ 的图解中得到 k_1 的数值。

在第二型凸轮机构中, 由于半径 r_R 和 r_B 均为常数, 因而不管那一个构件 (A 或 B) 是凸轮, 都可以利用公式 (88、89) 来计算机构的效率。

在第三型凸轮机构中, 当构件 B 为凸轮时, 作用在构件 A 和 B 上的力如图 109 所示。

保持在研究第一型和第二型凸轮机构的效率时所采用的假设, 并利用力和反作用力的略图 (图 109), 便可得出下列平衡方程式:

- a) 对于构件 A

$$\sum X = R'_A - R \sin \alpha - f R \cos \alpha - f N = 0,$$

$$\sum Y = f R \sin \alpha - R \cos \alpha + N = 0;$$

- b) 对于构件 B

$$\begin{aligned} \sum M_O &= (R \sin \alpha + f R \cos \alpha) r_R \sin \varphi \\ &+ (R \cos \alpha - f R \sin \alpha) r_R \cos \varphi - r_B R'_B = 0, \end{aligned}$$

由此得

$$\eta = \frac{R'_B}{R'_A} k = \frac{(\operatorname{tg} \alpha + f) r_R \sin \varphi + (1 - f \operatorname{tg} \alpha) r_R \cos \varphi}{(\operatorname{tg} \alpha + 2f) r_B} k, \quad (90)$$

式中

k ——傳速比;

r_B ——构件 B 的替换质点距該构件回轉軸的距离。

(90) 式中包含有三个变数: α 、 φ 和 r_B , 这在决定 $\eta = f(x)$ 时是很不方便的。这个公式可以化为便于計算的形式。

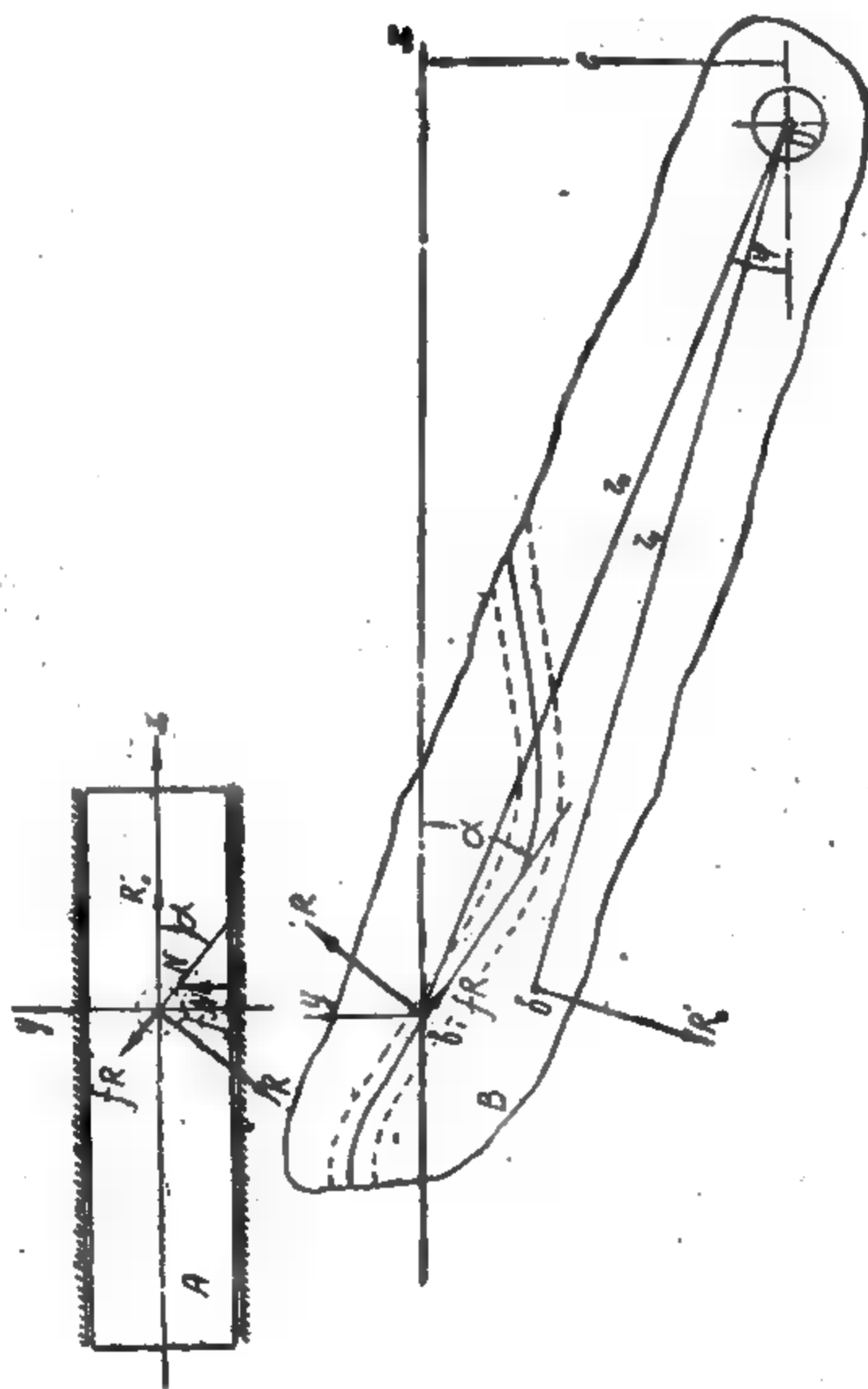


图109 作用在第三型凸輪机构各构件上的力的諸圖(构件 A 为主动构件)。

利用速度图 (图 110), 就可写出 $\operatorname{tg} \alpha$ 的表达式为:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{pb_1 \cos \varphi}{pa - pb_1 \sin \varphi} = \frac{\frac{r_R}{r_B} k \cos \varphi}{1 - \frac{r_R}{r_B} k \sin \varphi},$$

因为 $\frac{pb_1}{pa} = \frac{r_R}{r_B} k$,

式中 α —— 在构件 A 和 B 的接触点上, 凸輪理論輪廓曲綫对构件 A 的速度方向的傾角;

φ —— 由工作构件回轉軸到

A 、 B 两构件在凸輪理

論輪廓曲綫上的接触点所作的向量半径与基础构件 A 的运动方向所成的夹角。

上式可改写为:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{k_1 \cos \varphi}{1 - k_1 \sin \varphi},$$

式中 $k_1 = k \frac{r_R}{r_B} =$

把 $\operatorname{tg} \alpha$ 之值代入 (90) 式中, 可得:

$$\eta = \frac{f(\sin \varphi - k_1) + \cos \varphi}{k_1 \cos \varphi + 2f(1 - k_1 \sin \varphi)} k_{10} \quad (91)$$

由 (91) 式可以看出, 为了确定效率, 除了 $k = f(x)$ 外, 还需知下列各关系式:

$$\frac{r_R}{r_B} = f(x); \sin \varphi = f(x); \cos \varphi = f(x).$$

这些关系式很容易在繪制極速度时求出 (图 94)。

通过同样的論証, 可以确定在当构件 A 为凸輪时 (即对第三型凸輪机构的另一重类來說), 計算效率的公式 (91) 仍然适用。在这种情况下应用該公式时将略为简单, 因为在这里 $\frac{r_R}{r_B} =$ 常量, 并且只須预先确定 k 、 $\sin \varphi$ 和 $\cos \varphi$ 即可, 而这三个量在分析現有各机构时, 均可借类似于图 95 所示的作图法求出。

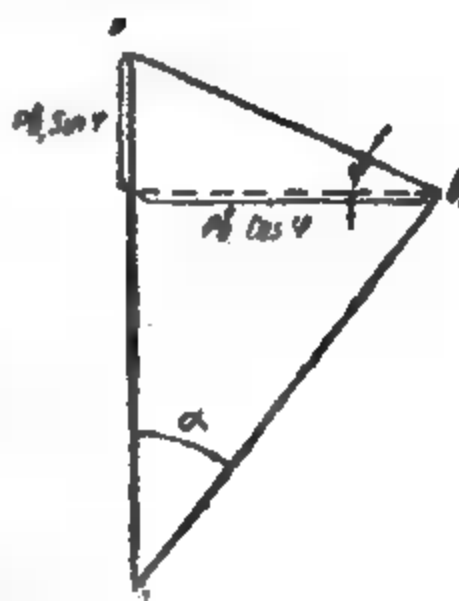


图 110 速度图。

如果在所研究的凸輪機構圖中，角 $\varphi = 0$ （例如，在路易士機槍的彈盤回轉機構中），或者 φ 角小至可以略去不計時，則確定效率的公式可以取為：

$$\eta = \frac{1 - k_1}{k_1 + 2f} k_1, \quad k_1 = k \frac{r_R}{r_B}, \quad (92)$$

式中 k 為傳速比。

在確定各機構的效率時，決定

$$\cos \varphi = f(x), \sin \varphi = f(x) \text{ 和 } \frac{r_R}{r_B} = f(x)$$

等關係之前，必須估計到它們的變化對效率值的影響，同時還須考慮到所取摩擦係數 f 的準確性。通常可以不考慮這些量的變化而取其為常數。這樣，確定效率時的計算將大為簡化。

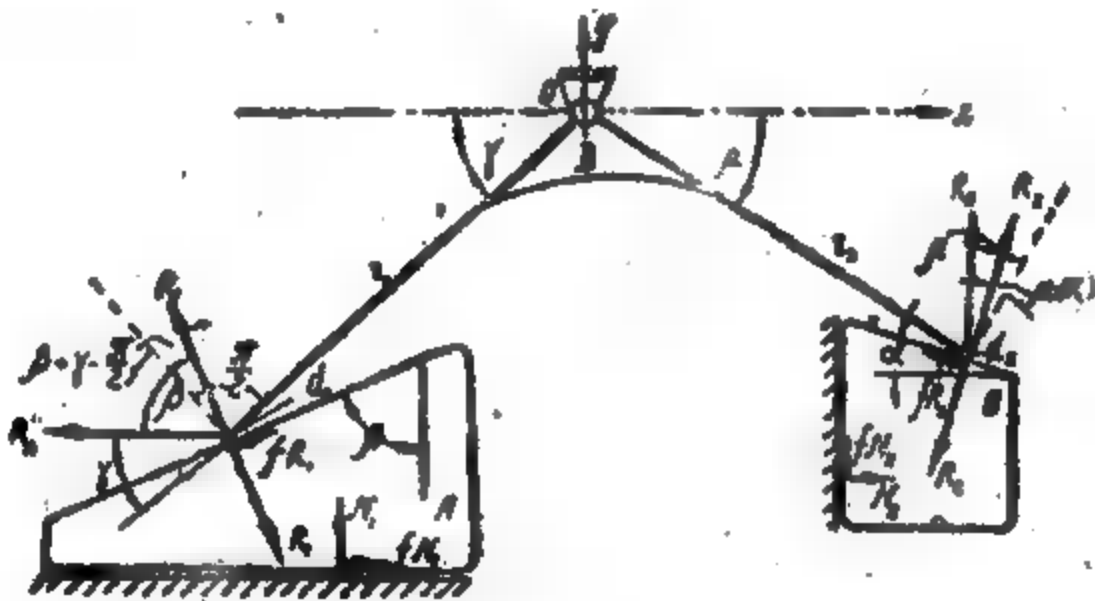


圖111 作用在圖四型凸輪機構各構件上的力的圖。

如果機槍是靠槍機傾斜閉鎖，或者像德普式機槍那樣進行閉鎖，則在確定槍機開鎖機構的效率時，就可以採用這種假設。

(90)、(91)、(92) 等式都是對構件 A 為主動構件時（相應於 k 到達極大值以前的運動期）導出的。

當 k 到達極大值以後，效率應按下列公式計算：

a) 當 $\varphi = 0$ 時，

$$\eta'_a = \frac{\cos \varphi - f(\sin \varphi - k_1)}{k_1 \cos \varphi - 2f(1 - k_1 \cos \varphi)} k_1;$$

6) 当 $\varphi = 0$ 时,

$$\eta'_B = \frac{1+k_1}{k_1-2f} k_1。$$

现在让我们研究一下确定第四型凸輪机构 (图 111) 的效率的方法。

我們利用构件 A 和 B 在各力作用下的平衡条件。

构件 A 的平衡条件:

$$\sum X = R_1 \cos \beta + f R_1 \sin \beta + f N_1 - R'_A = 0,$$

$$\sum Y = N_1 + f R_1 \cos \beta - R_1 \sin \beta = 0。$$

构件 B 的平衡条件:

$$\sum X = R_2 \sin \alpha + f R_2 \cos \alpha - N_2 = 0,$$

$$\sum Y = R_2 \cos \alpha - f R_2 \sin \alpha - f N_2 - R'_B = 0。$$

构件 D 的平衡条件:

$$\sum M_O = r_1 R_1 \sin(\beta + \gamma) - f r_1 R_1 \cos(\beta + \gamma)$$

$$- r_2 R_2 \cos(\mu - \alpha) - f r_2 R_2 \sin(\mu - \alpha) = 0。$$

在确定約束反作用力时忽略摩擦力, 便得

$$\frac{R'_B}{R'_A} = \frac{R_2(\cos \alpha - 2f \sin \alpha)}{R_1(\cos \beta + 2f \sin \beta)}, \quad (93)$$

式中

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{r_2}{r_1} \frac{\sin(\beta + \gamma)}{\cos(\mu - \alpha)}。$$

将 $\frac{R_2}{R_1}$ 值代入, 便得:

$$\frac{R'_B}{R'_A} = \frac{r_1 \sin(\beta + \gamma)(\cos \alpha - 2f \sin \alpha)}{r_2 \cos(\mu - \alpha)(\cos \beta + 2f \sin \beta)}。 \quad (94)$$

为了决定傳速比, 我們运用极速度图 (图 112), 由此求得:

$$k = \frac{V_B}{V_A} = \frac{r_2}{r_1} \frac{\cos \mu + \sin \mu \operatorname{tg} \alpha}{\sin \gamma + \cos \gamma \operatorname{tg} \beta}$$

或

$$k = \frac{r_2}{r_1} \frac{\cos(\mu - \alpha) \cos \beta}{\sin(\beta + \gamma) \cos \alpha}。 \quad (95)$$

将 $\frac{R'_B}{R'_A}$ 和 k 值代入效率表达式, 得:

$$\eta = \frac{R_B}{R_A} k = \frac{(\cos \alpha - 2f \sin \alpha) \cos \beta}{(\cos \beta + 2f \sin \beta) \cos \alpha} = \frac{1 - 2f \tan \alpha}{1 + 2f \tan \beta} \quad (96)$$

在主动构件和从动构件的作用转化以后，可以和前面一样，用改变摩擦系数符号的方法来求逆传动效率倒数的表达式。此时，

$$\eta' = \frac{1 + 2f \tan \alpha}{1 - 2f \tan \beta} \quad (97)$$

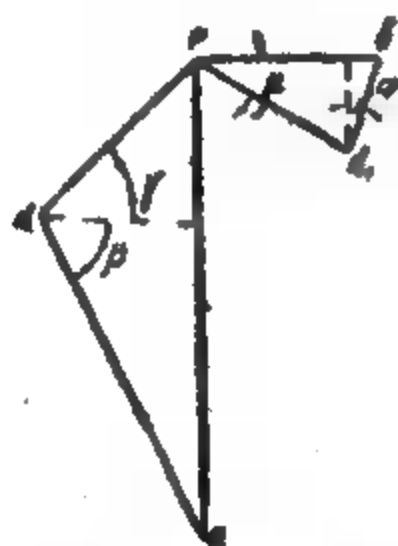


图112 第四型凸轮机构的极速度图。

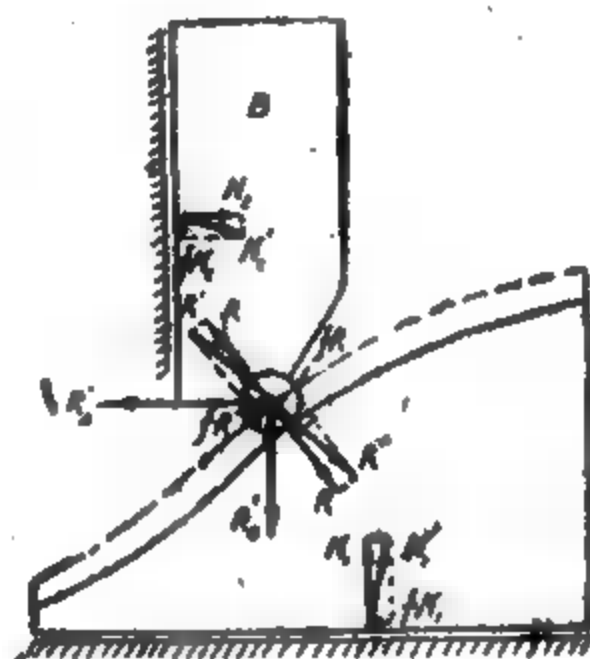


图113 约束面上法线及切线反作用力的合力图。

自动武器中各种凸轮机构的效率，也可以用图解法来确定。

■解法的实质是用绘制力多边形的办法，图解出效率公式中损耗力 $\frac{R_B}{R_A}$ 的比值。

兹取第一型凸轮机构作为例子。

在图 113 机构略图中，输出损耗力和约束反作用力，约束反作用力中包括约束面上的法线反作用力及其切线分力（摩擦力），并在力和反作用力的每一个作用点上■■包括摩擦力在内■合力。

在绘制合力时，可以采用任意比例尺，而不计较表示力的线段的长短，但是必须使摩擦力 fN 与相应的法线反作用力 N 之比值等于所取的摩擦系数 f ，以便使力多边形的各边能得到■准确■方向。

其次，必須以任一比例繪出力多邊形，力多邊形對於每個構件都必須包括作用在它上面的全部力和反作用力。同時，構件 A 和 B 的力多邊形必須繪在一起，如圖 114 所示。然後，由所得的力多邊形中取綫段 R'_B 和 R'_A 的比值 $\frac{R'_B}{R'_A}$ ，並乘以傳速比 $k = \frac{V_B}{V_A}$ ， k 值也可用繪制板速度圖的方法來決定。力多邊形可以根據圖解靜力學教程中所述的一般原理來繪制。

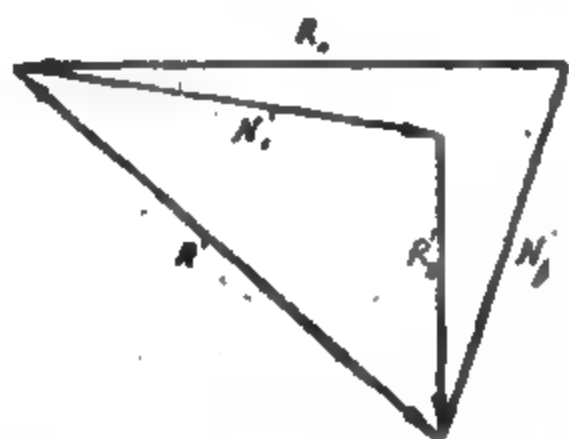


圖114 力多邊形的繪制。

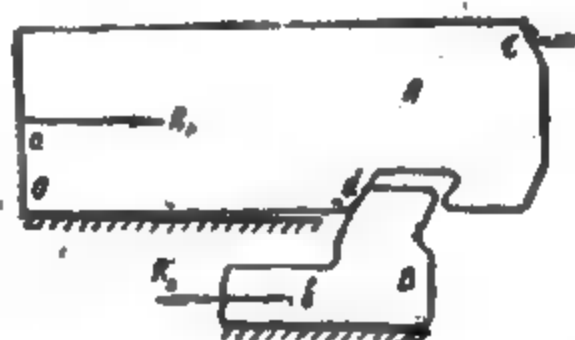


圖115 萊遜沖鋒槍的槍機開鎖機構

對於有一個構件作複雜平面運動的機構，用圖解方法來決定機構的效率特別方便。現在我們以萊遜沖鋒槍的閉鎖機構為例，來說明如何用圖解法求出機構的效率（圖115）。

用反作用力來代替約束面，並繪出約束面上的切綫及法綫反作用力的合力，所研究的這個機構，就可以畫成為如116圖的形式。

其次，在繪制力多邊形之間，必須弄清力 R'_A 和反作用力 R' 的比例。為此應當把另外兩個反作用力 N'_1 和 N'_2 的作用綫延長，使之相交於 O_1 點，寫出構件 A 對 O_1 點的平衡條件：

$$R'_A h_1 = R' h_2$$

由此式可得

$$\frac{R'}{R'_A} = \frac{h_1}{h_2}$$

利用圖 116 上的略圖，就可以量出綫段 h_1 和 h_2 。知道了比值 $\frac{R'}{R'_A}$ 之後，就可以繪制構件 A 的力多邊形（圖117）。從 b 點作一任意長的綫段 ab 與力 R'_A 平行，從 a 點作一直綫 ac 與反作用力 R' 平行，其長度為：

$$ac = ab \frac{h_1}{h_2} \circ$$

从 c 点和 b 点各引一直线平行于反作用力 N'_2 和 N'_1 , 得线段 cd 和 bd , 这些线段分别与反作用力 N'_2 和 N'_1 成比例。其次, 在已得的构件 A 的力 (作用力与反作用力) 多边形上, 添绘构件 B 的力多边形 (如图 117 所示),

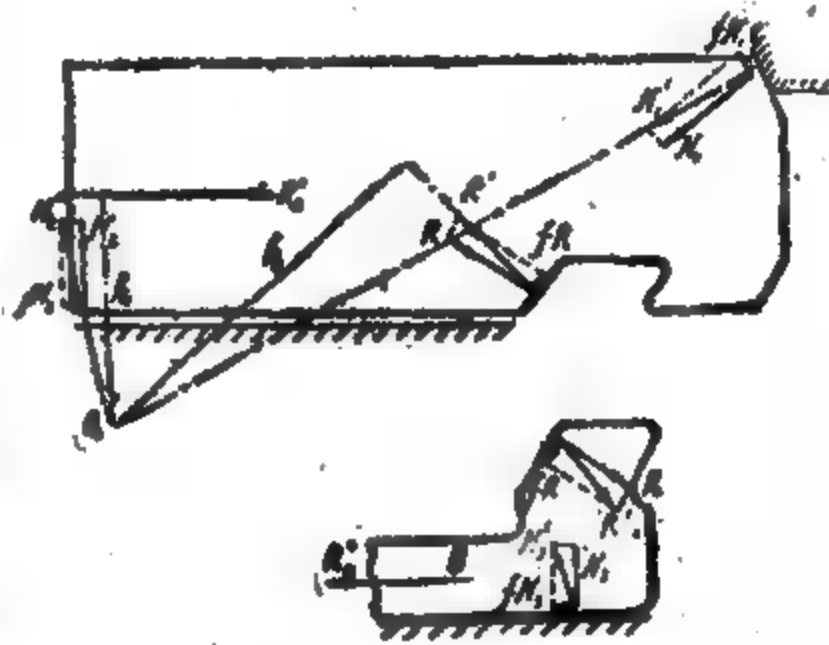


图116 合力的繪制。

这时考虑到, 作用在构件 A 和 B 上的反作用力 R' 的大小相等, 但符号相反, 在构件 A 的力多边形上用线段 ac 表示力 R' 。从 c 点和 a 点分别作直线平行于力 R'_2 和反作用力 N'_1 , 即可得出构件 B 的力多边形。

由作图中可以看出:

$$\frac{R'_2}{R'_1} = \frac{ac}{ab} \circ$$

为了求得这个机构的效率, 必须把比值 $\frac{R'_2}{R'_1}$ 乘以传动比, 传动比可以用绘制极速度图的方法来确定 (图118)。

图 118 上的极速度图, 是用普通的方法把速度向量逆时针回轉 90° 以后繪成的。

例如, 所研究的这两个构件的接触点 d 的极速度图是由下列三个向量組成: 与构件 B 的绝对速度成比例的向量 pb , 与构件 A 上 d 点的绝对速度成比例的向量 pd , 与构件 A 上 d 点对构件 B 上 b 点的相对速度成比例的向量 db 。

上面所研究的乃是各种机构构件的一定位置上确定效率的

种方法。



图117 力多边形的绘制。

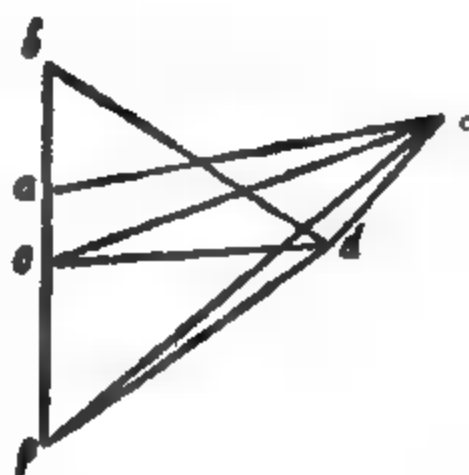


图118 极速度图。

为了求得 $\eta = f(x)$ 的关系，必须把所研究的基本构件的运动路段分为许多更小的运动路段，同时确定机构在每一小段上的位置并计算其效率的大小。

其次，有了这些效率的数值之后，沿横坐标轴取 x 值，沿纵坐标轴取相应的 η 值（图119），即可作出 $\eta = f(x)$ 曲线。

在推导机构的基本动力学方程式时，将效率的某一平均常数值 η_{cp} 代入换算质量的表达式中。

这个平均值可以取为

$$\eta_{cp} = \frac{\int_0^x \eta dx}{x},$$

式中 η ——效率，是基本构件的座标 x 的函数，为一变量；
 x ——座标在所研究的运动时期内的增量。

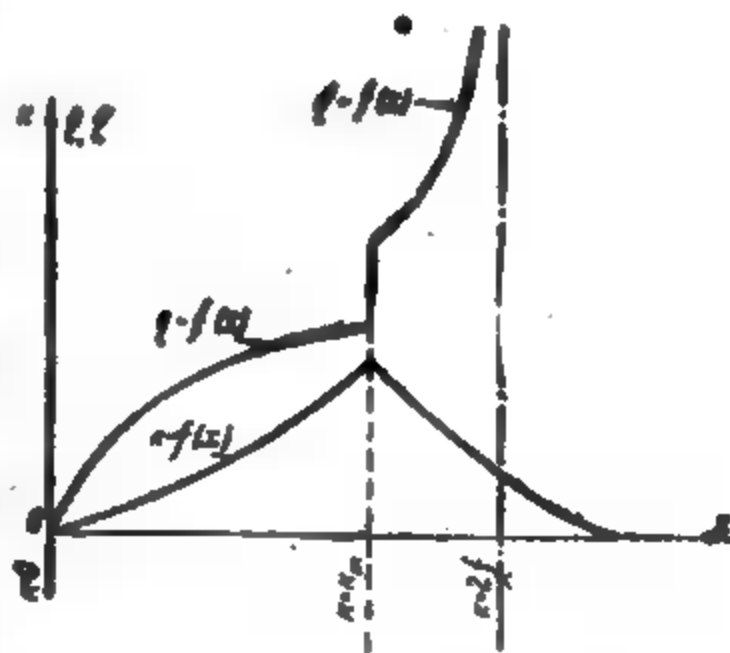


图119 $\eta = f(x)$ 的关系。

此表达式说明在 x 发生变化时, 效率的平均值也将发生变化。

η_{cp} 量可以用解析法或图解法求出。

如果知道了与 x 值相应的 η 值:

η	η_0	η_1	η_2	η_n
x	x_0	x_1	x_2	x_n

要求计算 $x_n - x_0$ 段内的 η_{cp} , 则效率 η_{cp} 可以按下式求出:

$$\eta_{cp} = \frac{1}{n} \left(\frac{\eta_0}{2} + \eta_1 + \eta_2 + \dots + \eta_{n-1} + \frac{\eta_n}{2} \right).$$

如果 $\eta = f(x)$ 的关系是以图解的形式给出, 则用图解法求 x 为任一值时的 η_{cp} 较为方便。

为了说明求 η_{cp} 的图解法的根据, 我们对 η_{cp} 的表达式进行微分。把 η_{cp} 看作变量, 对 η_{cp} 的表达式进行微分, 得

$$\eta_{cp} dx + d\eta_{cp} x = \eta dx$$

或

$$\frac{d\eta_{cp}}{dx} = \frac{\eta - \eta_{cp}}{x}$$

换成 x 和 η_{cp} 的微小有限增量时, 上式可写为

$$\frac{\Delta\eta_{cp}}{\Delta x} = \frac{\eta - \eta_{cp}}{x}$$

在基本构件的座标由 x_0 变到 x 路段上, 可如图 120 所示的方式图解出 η_{cp} 。

下面我们就座标 x_n 来证明所用作图法的正确性。由相似三角形 abc 和 dce 得:

$$\frac{dc}{de} = \frac{cb}{ab},$$

但是

$$dc = \Delta\eta_{cp} \frac{1}{a_n}; \quad de = \Delta x \frac{1}{a_x};$$

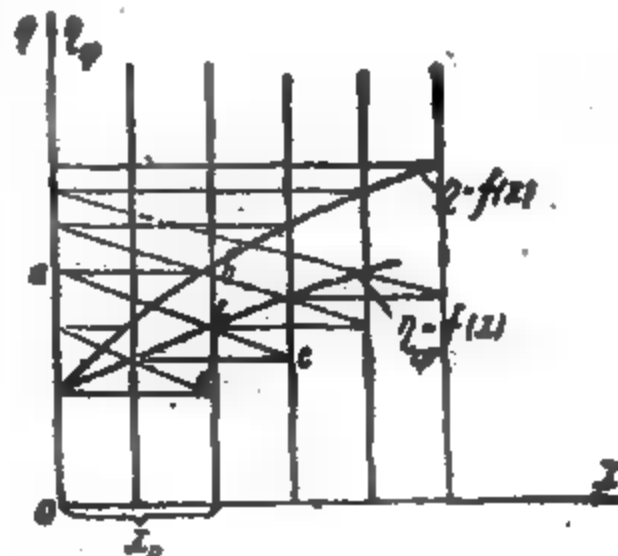


图120 求 η_{cp} 的图解。

$$cb = (\eta - \eta_{cp}) \frac{1}{\alpha_1}; \quad ab = x \frac{1}{\alpha_2},$$

式中 α_1 和 α_2 —— η 和 x 的比例尺。

由这些等式可得

$$\frac{\Delta \eta_{cp}}{\Delta x} = \frac{\eta - \eta_{cp}}{x},$$

这个公式与前面所求的公式相符合。

当由 $\eta = f(x)$ 的曲线来决定 $\eta_{cp} = f(x)$ 的关系时, 应当注意, 在工作构件受制动的时期 ($k = k_m$ 以后) 内, 曲线上画的是逆传动效率的倒数 $\eta' = f(x)$ 。

为了在这一运动路段上决定 $\eta'_{cp} = f(x)$, 必须首先决定逆传动效率 $\frac{1}{\eta'}$, 并按照关系式 $\frac{1}{\eta'} = f(x)$ 求出 $\eta'_{cp} = f(x)$ 。

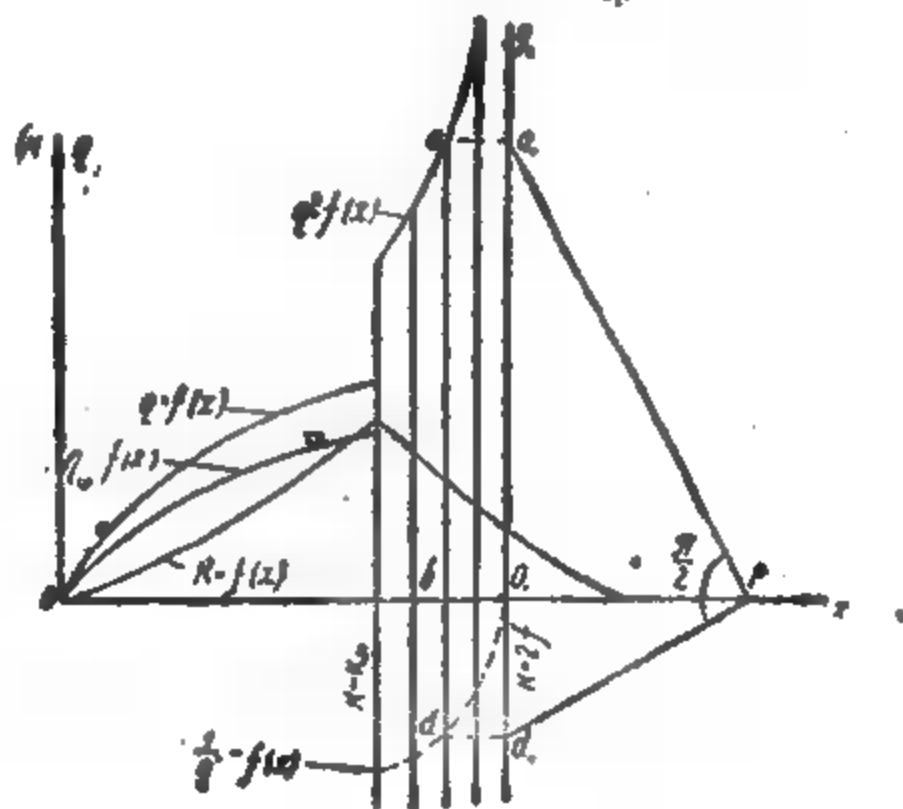


图121 $\frac{1}{\eta'} = f(x)$ 的图解。

其次, 有了图解 $\frac{1}{\eta'} = f(x)$ 以后, 就可作出 $\eta'_{cp} = f(x)$ 的图解。

所有这些作图工作, 都可以按下述方法来进行。

作 $\frac{1}{\eta'} = f(x)$ 的图解时, 把工作构件的整个制动路段 (由 $k = k_m$ 至 $k = 2f$) 分为若干小段, 从这些小段的末端作 $\eta' = f(x)$ 的

纵座标线 (图 121)。其次, 在 O_1 点的右边沿横座标轴截取线段 $O_1P = \frac{1}{\alpha_n}$, 其中 α_n 是 $\eta = f(x)$ 曲线中 η 的比例尺。然后对 $\eta' = f(x)$ 的每一纵座标进行如下的作图:

1. 由 a 点作一水平线与纵座标线 O_1y_1 相交于 a_1 点;
2. 以直线连接 a_1 和 p 两点, 并在 p 点作 a_1p 线段的垂直线, 与 O_1y_1 的延长线交于 d_1 点;
3. 由 d_1 点作一水平线, 与 $\eta' = f(x)$ 的纵座标线的延长线交于 d 点。线段 bd 就表示 $\frac{1}{\eta'}$ 之值, 其比例尺为 α_n 。实际上, 由直角三角形 a_1pd_1 可得:

$$(a_1O_1)(O_1d_1) = (O_1p)^2$$

或

$$(ab)(bd) = \frac{1}{\alpha_n^2},$$

但

$$ab = \frac{\eta'}{\alpha_n},$$

所以

$$bd = \frac{1}{\eta'} \cdot \frac{1}{\alpha_n},$$

这就是说, 线段 bd 是以 α_n 为比例尺来表示 $\frac{1}{\eta'}$ 值的。

这样求出 $\frac{1}{\eta'} = f(x)$ 的若干纵座标, 并用一平滑曲线把所得的各个 d 点连接起来, 便得工作构件在制动时期内 (即主动构件从动构件转化以后) 的 $\frac{1}{\eta'} = f(x)$ 曲线。

该图解的纵座标轴的方向朝下。图解曲线将表示逆传动效率和基本构件的位移 x 之间的函数关系。

$\frac{1}{\eta_{cp}} = f(x)$ 的图解, 可以用解析法或上述的图解法由 $\frac{1}{\eta'} = f(x)$ 曲线求出。

$\frac{1}{\eta_{cp}} = f(x)$ 的图解关系如图 122 所示。

作 $\eta_{cp}' = f(x)$ 曲线时, 必须采用与求 $\frac{1}{\eta'} = f(x)$ 相同的方法 (图 123)。

图 124 上绘出在机构的全部工作路段内 (在工作构件的加速时期和制动时期内) $\eta_{cp} = f(x)$ 的图解关系, 其中 η_{cp} 表示在加

速时期内正传动效率的平均值, η'_{cp} 则表示在工作构件制动时期内逆传动效率平均值的倒数。

上述确定自动武器中主要凸轮机构的效率的方法, 在确定更复杂的机构的效率时, 也可以应用 (见实例)。

这种方法是以前许多假设 (不考虑各零件重心的位置, 不考虑由于各力不在同一直



图122 图解 $\frac{1}{\eta'} = f(x)$ 的绘制。

横上而形成的力矩等等) 为基础的, 因此就不能保证有高度的准

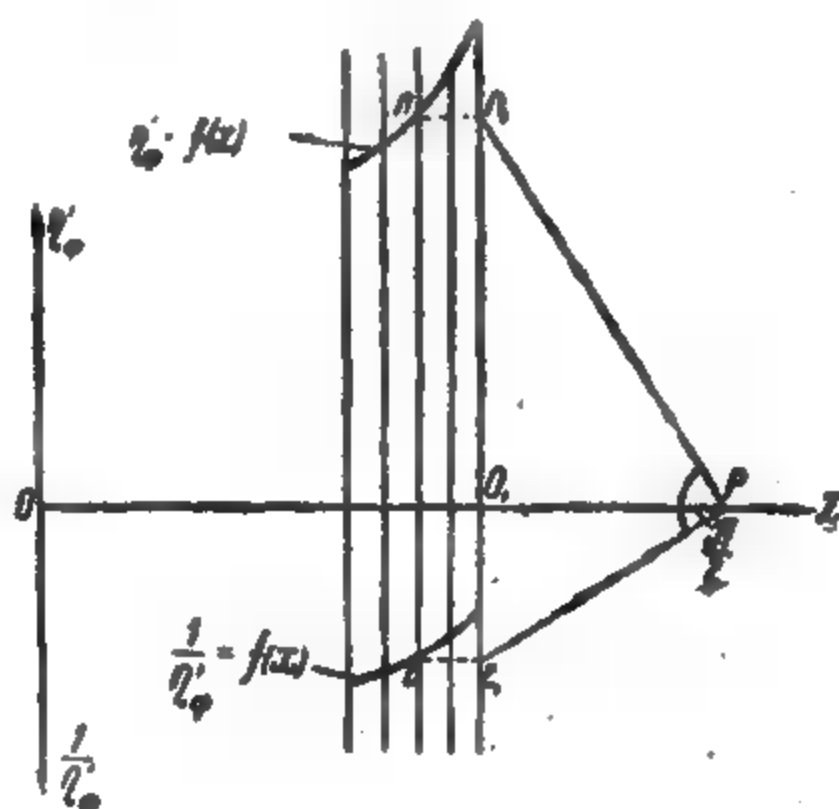
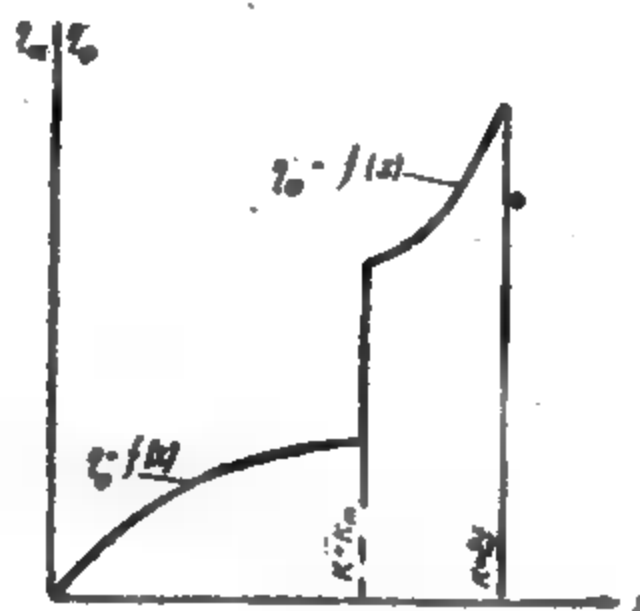


图123 图解 $\eta'_{cp} = f(x)$ 的绘制。

确度。但在评价这些假设时, 应当注意到效率值的准确度主要决定于所取摩擦系数值的准确度, 而摩擦系数又取决于大量的因素。一般只能概略地决定。这说明在研究自动武器各机构时, 用更精确的方法来计算摩擦力是不合理的, 也说明了采用由上述方法所确定的效率来近似地计算摩擦力的可能性。



■ 124 在工作构件的加速时期和制动时期内

$\eta_{ep} = f(x)$ 和 $\eta'_{ep} = f(x)$ 的图解

§5 换算质量和换算力的确定

在推导■动武器各机构构件的运动方程式时，曾得出下列换算质量和换算力的表达式：

$$M'_A = M_A + M_B \frac{k^2}{\eta_{ep}}, \quad (98)$$

$$Q = F_A - F_B \frac{k}{\eta}, \quad (99)$$

式中

M_A ——基本构件 A 的替换质量；

M_B ——工作构件 B 的替换质量；

k ——传动比；

η ——效率；

F_A ——作用在基本构件 A 上的给定主动力的合力在构件 A 的速度方向上的投影；

F_B ——作用在工作构件■上的给定阻力的合力在构件 B 的速度方向上的投影。

如果力 F_A 和 F_B 是基本构件 A 的坐标 x 的函数，那么有了关

系式 $k = f(x)$ 、 $\eta = f(x)$ 和 $\eta_{cp} = f(x)$ 之后，就可以求出换算质量和换算力与基本构件的座标 x 的关系式：

$$M'_d = f(x)$$

和 $Q = f(x)$

如果用图解法确定傳遞比 k ，则在确定换算质量和换算力时，采用图解法也是很方便的。

設已知 $k = f(x)$ 和 $\eta_{cp} = f(x)$ 曲綫（图 125），在图中截取 x 量的比例尺为 α_x ， k 量的比例尺为 α_k ， η_{cp} 量的比例尺为 α_{η} ，并且已知质量 M_d 和 M_B 。这时，为了确定 $M'_d = f(x)$ 的图解，

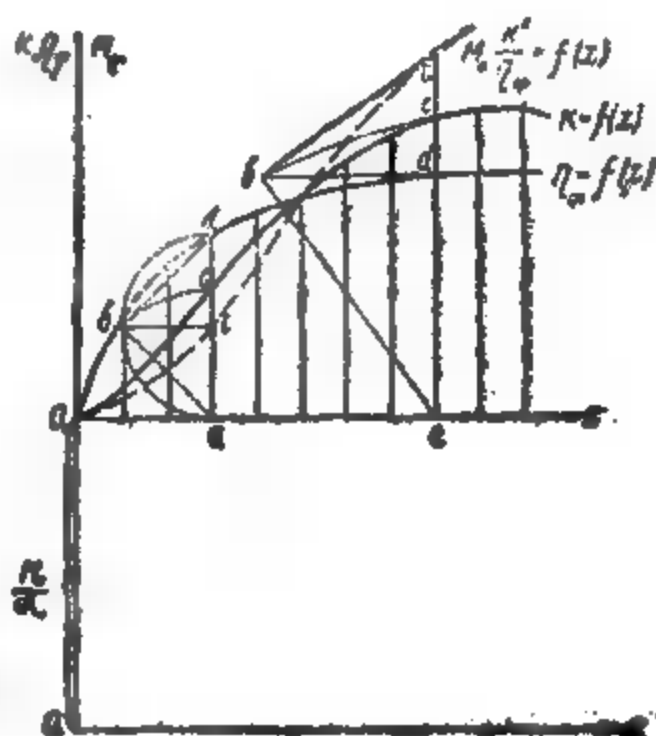


图125 换算质量的确定。

应当在一系列 x 值上作纵座标綫。当 $\eta_{cp} = f(x)$ 的曲綫高于 $k = f(x)$ 的曲綫时，在决定 M'_d 量时，应该对每一纵座标进行如下的作图：

- 1) 以 $\eta_{cp} = f(x)$ 曲綫的纵座标为直径作半圆 abd ；
- 2) 以 a 点为圆心， $k = f(x)$ 曲綫的纵座标为半径作圆弧，与半圆 abd 交于 b 点；
- 3) 由此圆弧与半圆之交点 b 引一水平直綫，交纵座标 ab 于 c 点。

綫段 ac 就表示 $M_B \frac{k^2}{\eta_{cp}}$ 的数值，其比例尺为 $\frac{\alpha_k^2}{\alpha_{\eta}} M_B$ 。

实际上，由三角形 dba 可得：

$$\frac{ad}{ba} = \frac{ba}{ac}$$

或

$$ac = \frac{(ba)^2}{ad}$$

但

$$ba = \frac{k}{\alpha_k}$$

$$a_d = \frac{\eta_{cp}}{\alpha_n},$$

所以

$$ac = \frac{k \cdot \alpha_n}{\eta_{cp} \alpha_k^2}$$

或

$$M_R \frac{k^2}{\eta_{cp}} = ac \frac{\alpha_k^2}{\alpha_n} M_{Bo}$$

对图上的每一纵座标 (图 125) 都进行类似的作图, 就可以在不同的 x 值上求出一系列的与 $M_R \frac{k^2}{\eta_{cp}}$ 成比例的线段 ac , 用一平滑曲线连接所有的 c 点, 即可得

$$M_R \frac{k^2}{\eta_{cp}} = f(x)$$

的图解。

为了求得

$$M'_A = M_A + M_R \frac{k^2}{\eta_{cp}} = f(x)$$

的图解, 必须将横座标轴向下移动一段 $O_1 O_2$ 的距离:

$$O_1 O_2 = M_A \frac{\alpha_n}{\alpha_k^2} M_{Bo}$$

这时, O_1 点将是图解 $k = f(x)$ 和 $\eta_{cp} = f(x)$ 的座标原点, 而 O_2 点则为图解 $M'_A = f(x)$ 的座标原点。

在上述情况中, 曲线 $\eta_{cp} = f(x)$ 高于曲线 $k = f(x)$, 然而曲线 $\eta_{cp} = f(x)$ 也可能低于曲线 $k = f(x)$ 。在这种情况下, 图解

$$M_R \frac{k^2}{\eta_{cp}} = f(x)$$

时, 必须稍微改变一下作图方法。

为此, 当曲线 $\eta_{cp} = f(x)$ 低于曲线 $k = f(x)$ 时, 对曲线 $k = f(x)$ 和 $\eta_{cp} = f(x)$ 的每一纵座标, 应该进行如下的作图:

1) 由 d 点 (纵座标线与曲线 $\eta_{cp} = f(x)$ 的交点) 向左作一水平线, 以 a 点为圆心, 以 $k = f(x)$ 曲线的纵座标 ac 为半径作一圆弧, 交水平线于 b 点。

2) 由 b 点作一直线垂直于直线 ab , 交纵座标线于 c 点。这时, 线段 ac 就表示 $M_R \frac{k^2}{\eta_{cp}}$ 之值, 其比例尺为 $\frac{\alpha_k^2}{\alpha_n} M_{Bo}$ 。

实际上由三角形 abc 可得:

將 d 和 e 兩點移至橫座標軸上得 d' 和 e' ，用直線連接 d' 點 b 點，並由 e' 點引一直線平行於 $d'b$ ，與縱座標綫 ab 交於 c 點。這時，綫段 ac 將以適當的比例尺表示換算力中的第二項。

實際上，由相似三角形 $e'ac$ 和 $d'ab$ 可得：

$$\frac{ac}{ae'} = \frac{ab}{ad'}$$

但

$$ae' = ae,$$

$$ad' = ad.$$

因此，

$$\frac{ac}{ae} = \frac{ab}{ad}$$

或

$$ac = ab \frac{ae}{ad}.$$

但

$$ae = \frac{k}{\alpha_k}, \quad ad = \frac{\eta}{\alpha_n},$$

$$ab = \frac{F_B}{\alpha_F}.$$

因此，

$$ac = F_B \frac{k}{\eta} \frac{\alpha_n}{\alpha_F \alpha_k}.$$

令

$$\frac{\alpha_F \alpha_k}{\alpha_n} = \alpha_0,$$

則得

$$(ac) \alpha_0 = F_B \frac{k}{\eta}.$$

由此可見，綫段 ac 實際上按比例尺 α_0 給出換算力中的第二項。

有了 $F_B \frac{k}{\eta} = f(x)$ 的圖解，就可以作出整個換算力的圖解（圖 127）。

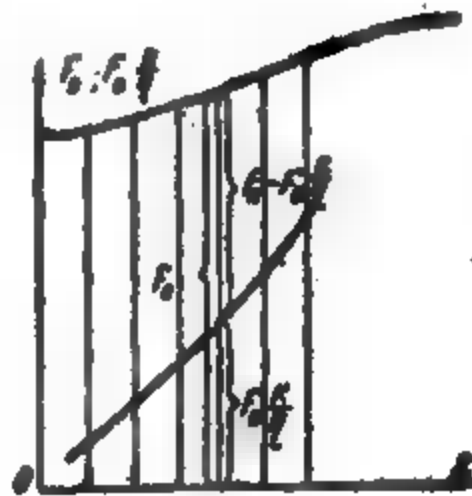


圖 127 $F_A - F_B \frac{k}{\eta} = f(x)$ 的圖解。

§ 6 自動武器各機構運動微分 方程式的近似解法

在研究如何運用近似方法去解自動武器各機構工作的問題以

前，我們首先說明一下微分方程式的數值積分法和圖解解析法的主要特點，因為這些特點決定着這兩種方法的優缺點。

數值積分法最主要的優點是能保證計算結果有高度的精確性。

在研究自動武器各種機構的工作時，由於原始值不夠精確，而要求解微分方程式的結果有高度的精確性是不合理的。因而使這一優點在很大程度上失去了意義。

數值積分法的第二個優點是在判斷結果的精確度時，幾乎完全不受主觀因素的影響。而用圖解解析法進行研究時，主觀因素的影響可以起很大的作用。

這個方法的缺點是必須進行大量的運算，而且所得的數值缺乏直觀性，因而難於及時發現計算中的偶然誤差，也難於在研究問題的过程中（在最後解出微分方程式以前）估計所得數值的正確性。

微分方程式的圖解解析法與數值積分法比較起來，有很多優點。它的主要優點是，能夠明顯地示出微分方程式中的全部數量。這樣一來，就容易在計算過程中估計任一數量的正確性。

在綜合機構時，這個方法可以在計算過程中對某些決定機構工作的參數作適當的修正，從而可以縮減計算的工作量。

圖解解析法的第二個優點是，能夠根據計算中引入的數值的精確度，來估計作圖的精確度，並且可以用適當改變作圖比例尺的方法，在一定的範圍內改變計算的精確度。在運用圖解解析法時，通常能“自動”地避免過分精確的作圖。

圖解解析法的第三個優點是插值簡便。在用圖解法表示函數時，用肉眼或用曲線尺和軟尺，就可以足夠精確地進行插值。

後一種方法能保證高度的精確度，並且在原則上與用最精確的解析法插值的結果相當，因為在這種情況下，曲線的未知部分，是用曲尺上的高次拋物綫弧所代替的。轉化座標系和改變座標原點都很簡便，也是圖解解析法的優點。其所以變換簡便是由於以

图解表示函数的結果。

微分方程式的图解解析法的第四个优点（对于研究自动武器各机构的工作），是这种方法与給定自动武器各机构构件的运动微分方程式中的主要参数和函数的方法完全相适应，因为这些量和函数一般是以图解的形式給出的。

微分方程式的图解解析法的缺点一是作图复杂和精确度不够。

如果把图解解析法和数值积分法比較一下，就不能不承认这的确是图解解析法的两个缺点。因为用数值积分法解微分方程式时，不需要任何作图，而且計算的精确度也很高。

評定在研究自动武器各机构工作时，运用这些方法解微分方程式的合理性，应注意以下几点。

评价作图的复杂性时，必須考虑这些作图能够代替多少計算工作量和用图解表示函数时的上述优点。

在評定作图的精确度时，应当考虑到研究問題所需的适当精确度，而不要脱离計算中各值的实际精确度和計算結果的预期精确度去抽象地考虑問題。

确定自动武器各机构的运动時間、速度和座标时，合理的計算精确度一般容許1~2%的誤差，在这种研究的精确度条件下，通常就可以不考虑图解解析法的这个缺点。

上面列举的理由，說明了自动武器各机构构件运动微分方程式的图解解析法的許多无可爭辯的优点。

因此，今后图解解析法将占很大的篇幅，并将指出在微分方程式的某些数值解法中，如何用图解作图来代替一系列的演算。

§7 自动武器各机构构件运动微分方程式 的数值积分法的应用

在积分一次微分方程式

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y)$$

时，必須求出这样一个 y 量，它一方面要滿足此微分方程式，另一方面在自变量的起始值为 x_n 时，它要等于預先給定的起始值 y_n 。

将未知函数展开成戴劳級数的方法，是微分方程式数值积分法的基础。

假設函数 y 能够按 Δx 的正整幂展开，就可将此函数展开成戴劳級数的形式，即

$$y_{n+1} = y_n + \Delta x f'(x_n) + \frac{(\Delta x)^2}{2!} f''(x_n) + \frac{(\Delta x)^3}{3!} f'''(x_n) + \dots, \quad (100)$$

式中

$$\Delta x = x_{n+1} - x_n$$

利用此式可以求得与自变量 x_{n+1} 对应的函数 y_{n+1} 之值。为此，必須知道

$$y_n; f'(x_n); f''(x_n); f'''(x_n) \text{ 等等。}$$

要将函数 y 展成戴劳級数以直接积分微分方程式，只有在給定的微分方程式中能得出 $f'(x_n); f''(x_n)$ 等等的简单表达式，同时这些导函数没有一个无限大时，才有可能。

通常在研究自动武器各机构的工作时， $f'(x_n); f''(x_n)$ 等等的表达式都不简单。

利用現有的微分方程式的数值积分法，我們不必求出函数的高阶导数，就能够計算出戴劳級数的未知系数，并能求出与自变量 x_{n+1} 相应的函数 y_{n+1} 的近似值。

微分方程式的数值积分法可以分为两类，它們的主要区别是利用导函数起始值的方式不同。

第一类数值积分法，只利用当前所研究的积分区段起点上函数及其导数的数值。

第二类数值积分法，則要利用前几个积分区段起点上的函数及导数的数值。

現在我們不談微分方程式的這兩種原則上不同的數值積分法的具体內容，而一般的評價用這兩種方法解自動武器各機構構件運動微分方程式的合理性。

自動武器各機構運動最主要的特点之一，是機構構件的運動不穩定和不連續。所以，前面所求得的微分方程式通常只能表明在本構件位移很小的路段內和很短的運動時間內（與自動機的工作循環時間比較時很小）機構構件的運動。

故積分此微分方程式時，為了得出有適當精確度的結果，只要將自變量的總增量分為3~4段即可。

在這種區段劃分很少的情況下，採用第二類數值積分法是不適宜的。

考慮到自動武器各機構構件的運動微分方程式的上述特点，應當採用第一類數值積分法。

第一類數值積分法還有一個很重要的優點，就是能夠在自變數大小不等的區段內進行積分，這樣就能够在函數或其導函數急劇變化的區段內提高積分的精確度。

第一類數值積分法在實際工程計算中已獲得應用，典型例子是龍格的計算方法。

下面就敘述一下龍格數值積分法的實質，並給出原則上以龍格方法為基礎的新的積分方案。

用龍格方法來積分微分方程式的根據如下述。

假設，要求對一次微分方程式

$$\frac{dy}{dx} = f(y, x)$$

進行積分。

設已知此微分方程式的解為

$$y = F(x)。$$

將函數 $F(x)$ 按戴勞公式展成級數，得：

$$\Delta y = F'(x)\Delta x + F''(x)\frac{(\Delta x)^2}{2} + F'''(x)\frac{(\Delta x)^3}{6} + \dots \quad (101)$$

設

$$f(x, y) = f; \quad \frac{\partial f}{\partial x} = f_x; \quad \frac{\partial f}{\partial y} = f_y; \quad \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} = f_{xx};$$

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x \partial y} = f_{xy}; \quad \frac{\partial^2 f}{\partial y^2} = f_{yy}$$

可以写出

$$F'(x) = f; \quad (102)$$

$$F''(x) = \frac{d}{dx} f(x, y) = f_x + f_y f; \quad (103)$$

$$F'''(x) = \frac{d}{dx} F''(x) = \frac{d}{dx} (f_x + f_y f) = f_{xx} + 2f_{xy} f + f_{yy} f^2$$

$$+ f_y (f_x + f_y f). \quad (104)$$

把上述 $F'(\frac{1}{2})$ 和 $F''(x)$ 之值代入 (101) 式中, 得

$$\Delta y = f \Delta x + (f_x + f_y f) \frac{(\Delta x)^2}{2} + [f_{xx} + 2f_{xy} f + f_{yy} f^2$$

$$+ f_y (f_x + f_y f)] \frac{(\Delta x)^3}{6} + \dots \quad (105)$$

此 Δy 值可以一定的精确度。按下式求出:

$$\Delta y_s = \frac{\Delta_1 y + \Delta_3 y}{2}, \quad (106)$$

式中

$$\Delta_1 y = f \Delta x;$$

$$\Delta_2 y = f(x_n + \Delta x; y_n + \Delta_1 y) \Delta x;$$

$$\Delta_3 y = f(x_n + \Delta x; y_n + \Delta_2 y) \Delta x.$$

为了判断 (106) 式的精确度, 应当将 (106) 式中的各量按两个变量展成戴劳级数。舍去含有 Δx 三次方以上的各量:

$$\Delta_1 y = f \Delta x,$$

$$\Delta_2 y = f \Delta x + (f_x + f_y f) (\Delta x)^2 + [f_{xx} + 2f_{xy} f + f_{yy} f^2$$

$$+ 2f_y (f_x + f_y f)] \frac{(\Delta x)^3}{2}.$$

$$(107)$$

把这些数值代入 (106) 式中, 得

$$\Delta y_s = \frac{\Delta_1 y + \Delta_3 y}{2} = f \Delta x + (f_x + f_y f) \frac{(\Delta x)^2}{2}$$

$$+ [f_{xx} + 2f_{xy} f + f_{yy} f^2 + 2f_y (f_x + f_y f)] \frac{(\Delta x)^3}{4}. \quad (108)$$

把 (108) 和 (105) 式比较一下, 可以看出, 这两个公式的

前两项相同。

如果用公式

$$\Delta y_r = f\left(x_n + \frac{1}{2}\Delta x; y_n + \frac{1}{2}\Delta y\right)\Delta x \quad (109)$$

来求函数的增量，则可求得前两项与 (105) 式相同的表达式。

实际上，将 (109) 式展成戴劳级数后，可得

$$\Delta y_r = f\Delta x + (f_x + f_y f)\frac{(\Delta x)^2}{2} + (f_x + 2f_{xy}f + f_{yy}f^2)\frac{(\Delta x)^3}{8}。 \quad (110)$$

为了使 Δy 量精确到戴劳级数的前三项，必须按下式进行计算：

$$\Delta y = \Delta y_r + \frac{1}{3}(\Delta y_r - \Delta y_r)。 \quad (111)$$

将 Δy_r 和 Δy_r 的数值代入 (111) 式，即可得出 (105) 式。

所得公式的实质，可以用图解明显的表示出来，为此，假设导数 $\frac{dy}{dx} = y'$ 与 y 无关。

在这种情况下，

$$\Delta y_r = \frac{f(x_n) + f(x_n + \Delta x)}{2} \Delta x。 \quad (112)$$

此结果的图解见图 128。由图可以看出，按 (106) 式求函数增量时，实质上我们略去了不大一段弓形的面积，而按梯形 $abcd$ 的面积求出 Δy_{10} 。

如果函数 y 的增量是按公式

$$\Delta y_r = f\left(x_n + \frac{1}{2}\Delta x\right)\Delta x \quad (113)$$

求出，那么函数增量就是按长方形 $aemd$ 的面积求出的 (图129)。

如果用抛物线代替曲线线段

bc ，并使此抛物线在 k 点的切线平行于 bc 弦 (图 130)，那么梯形 $apgd$ 的面积将与长方形 $aemd$ 的面积相等，并且表示函数增量 Δy_r 。

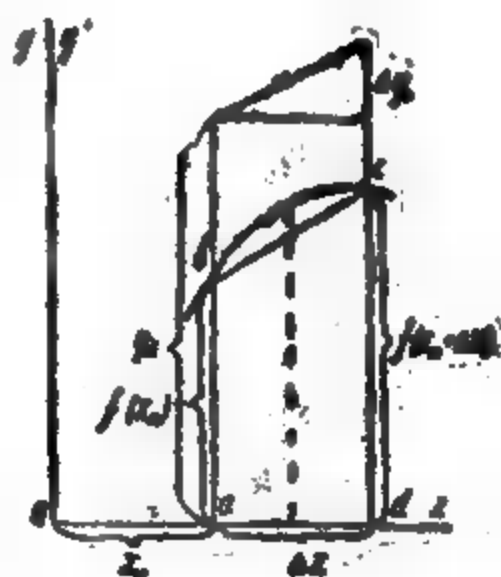


图128 图解积分。

由图 130 的图解中得知, 梯形 $apgd$ 的面积和梯形 $abcd$ 的面积只是近似地表示函数的增量。

根据图 130 的图解, 也可以判断 (109) 式和 (112) 式的精确度。

如果函数增量 Δy 是根据梯形 $abcd$ 的面积和抛物线弓形部分 bkc 的面积求出, 那么计算的精度就会提高。

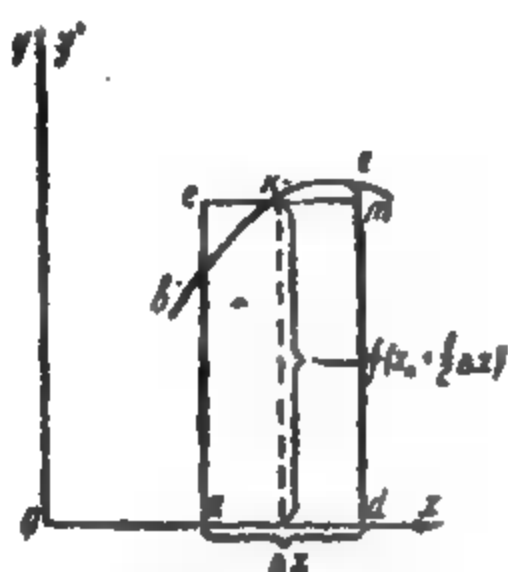


图129 图解积分。



图130 图解积分。

大家都知道, 抛物线弓形部分的面积等于平行四边形 $bpgc$ 的面积 $\frac{1}{3}$ 。

所以考虑到抛物线弓形部分的面积时,

$$\Delta y = \Delta y_r + \frac{1}{3}(\Delta y_s - \Delta y_r). \quad (114)$$

大家都知道, 此公式表示辛普遜規則, 并且与 (111) 式完全一样。(111) 式是由该函数展成的戴劳级数的前三项组成的。

对一次微分方程式 $\frac{dy}{dx} = f(x, y)$ 进行数值积分时, 利用下表进行计算较为方便。

为了积分二次微分方程式

$$\frac{d^2y}{dx^2} = f(x, y, y'), \quad (115)$$

应当将此方程式化为由两个一次微分方程式组成的联立式:

n		$y_n + \Delta_1 y$	
Δx		$\frac{\Delta_2 y}{\Delta x}$	
$\frac{1}{2} \Delta x$		$\Delta_3 y$	
x_n		$y_n + \Delta_3 y$	
$x_n + \frac{1}{2} \Delta x$		$\frac{\Delta_2 y}{\Delta x}$	
f		$\Delta_3 y$	
$\frac{1}{2} \Delta_1 y$		$\Delta_1 y + \Delta_3 y$	
$y_n + \frac{1}{2} \Delta_1 y$		Δy_r	
$\frac{\Delta y_r}{\Delta x}$		$\Delta y_r - \Delta y_r$	
Δy_r		$\frac{1}{3} (\Delta y_r - \Delta y_r)$	
$\Delta_1 y$		Δy	

$$\frac{dy}{dx} = x, \quad (116)$$

$$\frac{dz}{dx} = f_2(x, y, z). \quad (117)$$

在这种情况下，求函数增量的公式为：

$$\Delta_1 y = x_n \Delta x; \Delta_1 z = f_2(x_n, y_n, z_n) \Delta x;$$

$$\Delta_2 y = (x_n + \Delta_1 x) \Delta x;$$

$$\Delta_2 z = f_2(x_n + \Delta x, y_n + \Delta_1 y, z_n + \Delta_1 z) \Delta x;$$

$$\Delta_3 y = (x_n + \Delta_2 x) \Delta x;$$

$$\Delta_3 z = f_2(x_n + \Delta x, y_n + \Delta_2 y, z_n + \Delta_2 z) \Delta x;$$

$$\Delta y_r = -\frac{1}{2} (\Delta_1 y + \Delta_3 y); \quad \Delta z_r = -\frac{1}{2} (\Delta_1 z + \Delta_3 z);$$

$$\Delta y_r = \left(x_n + \frac{1}{2} \Delta_1 x \right) \Delta x;$$

$$\Delta z_r = f_2\left(x_n + \frac{1}{2}\Delta x; y_n + \frac{1}{2}\Delta_1 y; z_n + \frac{1}{2}\Delta_1 z\right)\Delta x,$$

利用这些公式, 可得

$$\begin{aligned}\Delta y &= \Delta y_r + \frac{1}{3}(\Delta y_c - \Delta y_r); \\ \Delta z &= \Delta z_r + \frac{1}{3}(\Delta z_c - \Delta z_r).\end{aligned}\quad (118)$$

根据这些公式计算时, 会使数值积分表更加复杂一些。

上述保证考虑含有 $(\Delta x)^3$ 的戴劳级数各项的微分方程式的数值积分法, 在求 $\Delta_1 y$ 、 $\Delta_2 y$ 、 $\Delta_3 y$ 和 Δy_r 时, 需将数值代入基本方程式中四次, 在方程式很复杂时, 势必占用很多时间。

如果改变这个数值积分方案的形式, 就可以使计算简化。

为了对一次微分方程式

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y) \quad (119)$$

进行数值积分, 所用公式可写为

$$\begin{aligned}\Delta_1 y &= f(x_n, y_n)\Delta x; \Delta_2 y = f(x_n + \Delta x; y_n + \Delta_1 y)\Delta x; \\ \Delta y_c &= -\frac{1}{2}(\Delta_1 y + \Delta_2 y);\end{aligned}\quad (120)$$

$$\begin{aligned}\Delta y_r &= f\left(x_n + \frac{1}{2}\Delta x; y_n + \frac{1}{2}\Delta y_c\right)\Delta x; \\ \Delta y &= \Delta y_r + \frac{1}{3}(\Delta y_c - \Delta y_r).\end{aligned}\quad (121)$$

利用这些公式进行数值积分时, 对每一区段 Δx 都只需将各个数值代入微分方程式中三次 (求 $\Delta_1 y$ 、 $\Delta_2 y$ 、 Δy_r 时)。这样就减少25%的工作量, 并能保证得到与用前述方案同样的计算精确度。

实际上, 将函数增量 $\Delta_1 y$ 、 Δy_c 和 Δy_r 按两个自变量展成戴劳级数后, 得:

$$\begin{aligned}\Delta_1 y &= f\Delta x + (f_x + f_y f)(\Delta x)^2 + (f_{xx} + 2ff_{xy} + f^2 f_{yy})\frac{(\Delta x)^3}{2}; \\ \Delta y_c &= f\Delta x + (f_x + f_y f)\frac{(\Delta x)^2}{2} + (f_{xx} + 2ff_{xy} + f^2 f_{yy})\frac{(\Delta x)^3}{4}; \\ \Delta y_r &= f\Delta x + (f_x + f_y f)\frac{(\Delta x)^2}{2} \\ &\quad + [(f_{xx} + 2ff_{xy} + f^2 f_{yy}) + 2f_y(f_x + f_y f)]\frac{(\Delta x)^3}{8};\end{aligned}$$

式中

$$f = f(x, y); \quad f_x = \frac{\partial f}{\partial x}; \quad f_y = \frac{\partial f}{\partial y}; \quad f_{xx} = \frac{\partial^2 f}{\partial x^2}; \quad f_{yy} = \frac{\partial^2 f}{\partial y^2};$$

$$f_{xy} = \frac{\partial^2 f}{\partial x \partial y}.$$

因此,

$$\Delta y = f \Delta x + (f_x + f_y f) \frac{(\Delta x)^2}{2} + [f_{xx} + 2f f_{xy} + f^2 f_{yy} + f_y (f_x + f_y f)] \frac{(\Delta x)^3}{6}. \quad (122)$$

(122) 式是将未知函数的增量展开成戴劳级数后, 精确到含有 $(\Delta x)^3$ 的项时所得的展开式, 此式和按以前的方案进行数值积分时所得到的 (105) 式相同。

对二次微分方程式 $\frac{d^2 y}{dx^2} = f(x, y, y')$ 积分时, 应当将此方程式化为由两个一次微分方程式组成的联立式:

$$\frac{dy}{dx} = z,$$

$$\frac{dz}{dx} = f_2(x, y, z).$$

在这种情况下, 数值积分的计算式为:

$$\begin{aligned} \Delta_1 y &= z_n \Delta x; \\ \Delta_1 z &= f_2(x_n, y_n, z_n) \Delta x; \\ \Delta_2 y &= (z_n + \Delta_1 z) \Delta x; \\ \Delta_2 z &= f_2(x_n + \Delta x, y_n + \Delta_1 y, z_n + \Delta_1 z) \Delta x; \\ \Delta y_c &= \frac{1}{2} (\Delta_1 y + \Delta_2 y); \\ \Delta z_c &= \frac{1}{2} (\Delta_1 z + \Delta_2 z); \\ \Delta y_r &= \left(z_n + \frac{1}{2} \Delta z_c \right) \Delta x; \\ \Delta z_r &= f_2 \left(x_n + \frac{1}{2} \Delta x, y_n + \frac{1}{2} \Delta y_c, z_n + \frac{1}{2} \Delta z_c \right) \Delta x; \\ \Delta y &= \Delta y_r + \frac{1}{3} (\Delta y_c - \Delta y_r); \\ \Delta z &= \Delta z_r + \frac{1}{3} (\Delta z_c - \Delta z_r). \end{aligned}$$

茲以自动机在机匣固定时的运动微分方程式为例，来研究如
 ■按此方案作二次微分方程式的数值积分表。

此方程式可写作下列形式：

$$\ddot{x} + \frac{1}{2}\dot{x}^3 F(x) = Q(x, t), \quad (123)$$

式中 $F(x)$, $Q(x, t)$ 是座标 x 和时 t 的已知函数。

此方程式也可以写为

$$\frac{dx}{dt} = f(t, x, \dot{x})$$

引用符号 $\dot{x} = \frac{dx}{dt} = V$ ，可得出由两个一次微分方程式组成的联立式

$$\frac{dV}{dt} = f(t, x, V),$$

$$\frac{dx}{dt} = V。$$

根据在这些方程式中所采用的符号，对自变量 t 可写出下列数值积分公式：

$$\Delta_1 V = f(t_n, x_n, V_n) \Delta t;$$

$$\Delta_1 x = V_n \Delta t;$$

$$\Delta_2 V = f(t_n + \Delta t, x_n + \Delta_1 x, V_n + \Delta_1 V) \Delta t;$$

$$\Delta_2 x = (V_n + \Delta_1 V) \Delta t;$$

$$\Delta V_c = \frac{1}{2} (\Delta_1 V + \Delta_2 V);$$

$$\Delta x_c = \frac{1}{2} (\Delta_1 x + \Delta_2 x);$$

$$\Delta V_T = f\left(t_n + \frac{1}{2} \Delta t, V_n + \frac{1}{2} \Delta V_c, x_n + \frac{1}{2} \Delta x_c\right) \Delta t;$$

$$\Delta x_T = \left(V_n + \frac{1}{2} \Delta V_c\right) \Delta t;$$

$$\Delta V = \Delta V_T + \frac{1}{3} (\Delta V_c - \Delta V_T);$$

$$\Delta x = \Delta x_T + \frac{1}{3} (\Delta x_c - \Delta x_T)。$$

用下列表格按照这些公式进行计算，较为方便。

π	$\Delta_1 V + \Delta_2 X$
Δt	Δx_c
t_n	ΔV_c
x_n	$t_n + \frac{1}{2} \Delta t$
V_n	$V_n + \frac{1}{2} \Delta V_c$
$\frac{\Delta_1 V'}{\Delta t}$	$x_n + \frac{1}{2} \Delta x_c$
$\Delta_1 V$	$\frac{\Delta V_\tau}{\Delta t}$
$\Delta_1 x$	ΔV_τ
$t_n + \Delta t$	Δx_τ
$V_n + \Delta_1 V$	$\Delta V_c - \Delta V_\tau$
$x_n + \Delta_1 x$	$\frac{1}{3} (\Delta V_c - \Delta V_\tau)$
$\frac{\Delta_2 V'}{\Delta t}$	ΔV
$\Delta_2 V$	$\Delta x_c - \Delta x_\tau$
$\Delta_2 x$	$\frac{1}{3} (\Delta x_c - \Delta x_\tau)$
$\Delta_1 x + \Delta_2 x$	Δx

在建立自动机在武器缓冲时的运动微分方程式时，应当用二次微分方程式的联立式来表示各机构的工作，这种联立式的形式如下：

$$\ddot{\xi} + \xi^2 F_1 = Q_1, \quad \ddot{x} + \xi^2 F_2 = Q_2$$

式中 Q_1 和 Q_2 ——座标 ξ , x 和时间 t 的函数；

F_1 和 F_2 ——坐标 ξ 的函数。

这两个微分方程式也可写为

$$\dot{\xi} = f_1(t; \xi; \xi; r), \quad \dot{x} = f_2(t; \xi; \xi; x),$$

式中 f_1 和 f_2 ——四个变量的函数。

这两个二次微分方程式可写作四个一次微分方程式的形式:

$$\frac{dW}{dt} = f_1(t; \xi; x; W);$$

$$\frac{d\xi}{dt} = W;$$

$$\frac{dV}{dt} = f_2(t; \xi; x; W);$$

$$\frac{dx}{dt} = V.$$

当自变量为 t , 对此微分方程式组进行数值积分时, 其计算公式为:

$$\Delta_1 W = f_1(t_n; \xi_n; x_n; W_n) \Delta t;$$

$$\Delta_1 \xi = W_n \Delta t;$$

$$\Delta_1 V = f_2(t_n; \xi_n; x_n; W_n) \Delta t;$$

$$\Delta_1 x = V_n \Delta t;$$

$$\Delta_2 W = f_1(t_n + \Delta t; \xi_n + \Delta_1 \xi; x_n + \Delta_1 x; W_n + \Delta_1 W) \Delta t;$$

$$\Delta_2 \xi = (W_n + \Delta_1 W) \Delta t;$$

$$\Delta_2 V = f_2(t_n + \Delta t; \xi_n + \Delta_1 \xi; x_n + \Delta_1 x; W_n + \Delta_1 W) \Delta t;$$

$$\Delta_2 x = (V_n + \Delta_1 V) \Delta t;$$

$$\Delta W_c = \frac{1}{2} (\Delta_1 W + \Delta_2 W);$$

$$\Delta \xi_c = \frac{1}{2} (\Delta_1 \xi + \Delta_2 \xi);$$

$$\Delta V_c = \frac{1}{2} (\Delta_1 V + \Delta_2 V);$$

$$\Delta x_c = \frac{1}{2} (\Delta_1 x + \Delta_2 x);$$

$$\begin{aligned} \Delta W_T = f_1 \left(t_n + \frac{1}{2} \Delta t; \xi_n + \frac{1}{2} \Delta \xi_c; x_n + \frac{1}{2} \Delta x_c; W_n \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \Delta W_c \right) \Delta t; \end{aligned}$$

$$\Delta \xi_r = (W_n + \frac{1}{2} \Delta W_n) \Delta t;$$

$$\Delta V_r = f_2 \left(t_n + \frac{1}{2} \Delta t; \xi_n + \frac{1}{2} \Delta \xi_n; x_n + \frac{1}{2} \Delta x_n; W_n + \frac{1}{2} \Delta W_n \right) \Delta t;$$

$$\Delta x_r = (V_n + \frac{1}{2} \Delta V_n) \Delta t;$$

$$\Delta W = \Delta W_r + \frac{1}{3} (\Delta W_n - \Delta W_r);$$

$$\Delta \xi = \Delta \xi_r + \frac{1}{3} (\Delta \xi_n - \Delta \xi_r);$$

$$\Delta V = \Delta V_r + \frac{1}{3} (\Delta V_n - \Delta V_r);$$

$$\Delta x = \Delta x_r + \frac{1}{3} (\Delta x_n - \Delta x_r).$$

上述方法和所提出的数值积分方案，是积分自动武器各机构的运动微分方程式的基本方法和方案。

按照这些公式在下列表格中进行计算，■为方便。

n		$\Delta_1 W$		$\frac{\Delta_2 W}{\Delta t}$	
Δt		$\Delta_1 V$		$\frac{\Delta_2 V}{\Delta t}$	
t_n		$\Delta_1 \xi$		$\Delta_2 W$	
W_n		$\Delta_1 x$		$\Delta_2 V$	
V_n		$t_n + \Delta t$		$\Delta_2 \xi$	
x_n		$W_n + \Delta_1 W$		$\Delta_2 x$	
ξ_n		$V_n + \Delta_1 V$		$\Delta_1 W + \Delta_2 W$	
$\frac{\Delta_1 W}{\Delta t}$		$\xi_n + \Delta_1 \xi$		$\Delta_1 V + \Delta_2 V$	
$\frac{\Delta_1 V}{\Delta t}$		$x_n + \Delta_1 x$		$\Delta_1 \xi + \Delta_2 \xi$	

(續)

$\Delta_1 x + \Delta_2 x$		ΔW_T		$\Delta \xi$	
ΔW_c		ΔV_T		$\Delta x_c - \Delta x_T$	
ΔV_c		$\Delta \xi_T$		$\frac{1}{3}(\Delta x_c - \Delta x_T)$	
$\Delta \xi_c$		Δx_T		Δx	
Δx_c		$\Delta W_c - \Delta W_T$			
$x_n + \frac{1}{2} \Delta t$		$\frac{1}{3}(\Delta W_c - \Delta W_T)$			
$W_n + \frac{1}{2} \Delta W_c$		ΔW			
$V_n + \frac{1}{2} \Delta V_c$		$\Delta V_c - \Delta V_T$			
$\xi_n + \frac{1}{2} \Delta \xi_c$		$\frac{1}{3}(\Delta V_c - \Delta V_T)$			
$x_n + \frac{1}{2} \Delta x_c$		ΔV			
$\frac{\Delta W_T}{\Delta t}$		$\Delta \xi_c - \Delta \xi_T$			
$\frac{\Delta V_T}{\Delta t}$		$\frac{1}{3}(\Delta \xi_c - \Delta \xi_T)$			

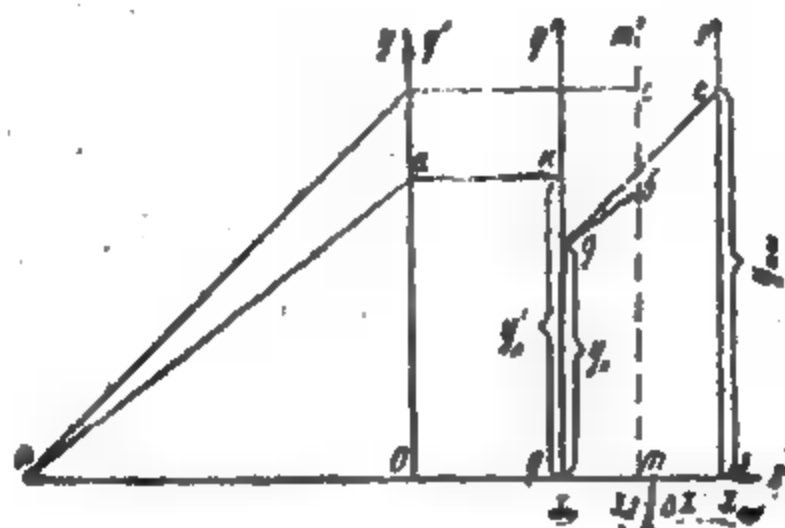
§8 积分自动武器各机构运动微分方程式的图解解析法的应用

上面列举的表格说明，对自动武器各机构的运动微分方程式进行数值积分，一般要进行大量而繁复的计算。

如果对计算精确度没有过高的要求，则利用图解的方法就可大大减少计算工作量。

例如，假若可以满足(109)式给出的精确度，就可以用图解解析法来积分微分方程式。兹以下列一次微分方程式的积分为例来

說明這種方法的實質。



■131 按簡化方案的图解积分。

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y). \quad (124)$$

設已知函数 y_0 及其导函数 y'_0 之值，求与自变量的增量对应的函数 y_{n+1} 之值（图 131）。

为此，对应于横坐标 x_0 ， $x_0 + \frac{1}{2} \Delta x$ 和 $x_0 + \Delta x = x_{n+1}$ 作三个纵坐标线

$$qq'; mm'; ss',$$

并沿纵坐标线 qq' 截取与 y_0 和 y'_0 成比例的线段 qg 和 qk 。

由 k 点引一水平直线与纵坐标轴相交于 a 点，并用一直线连接 a 点与极点 P 。

极距应等于

$$Op = \frac{a_y}{a_x a_z}$$

式中 a_y, a_x, a_z —— y, y', x 等轴的比例尺。

其次，由 g 点引一直线平行于直线 ap ，并与对应于横坐标 $x_0 + \frac{1}{2} \Delta x$ 的纵坐标线 mm' 相交于 b 点。

纵坐标 mb 就表示

$$y_0 + \frac{1}{2} \Delta_1 y,$$

而横坐标 Om 就表示

$$x_0 + \frac{1}{2} \Delta_1 x,$$

式中

$$\Delta_1 y = f(x_n, y_n) \Delta x_n$$

把这些值代入 (124) 式中, 便得:

$$f\left(x_n + \frac{1}{2} \Delta x, y_n + \frac{1}{2} \Delta_1 y\right),$$

此量可在图上以纵座标 mc 标出之(比例尺为 α_y)。

现在把纵座标 mc 看作是函数 y' 在自变量由 x_n 变至 x_{n+1} 的区间内的平均值, 用一般的图解积分法 (图 131) 可以得出表示函数值:

$$y_n + \Delta y_T = y_{n+1}$$

的纵座标 se , 这个值满足 (109) 式而与自变量的增量 Δx 相对应。

在自变量 x 增量的下一区段内积分微分方程式时, 必须重复上述图解演算, 而且在演算之前要预先按下式求出 y'_{n+1} :

$$y'_{n+1} \approx f(x_{n+1}, y_{n+1}).$$

如果积分二次微分方程式:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = f(y, y', x),$$

那么, 要把它先化为一次微分方程式的联立式, 然后按照上述原则进行图解。这一点将在解决具体问题时予以详细的说明。

在这里可以指出取 y 量为自变量时, 积分微分方程式的某些特点。

设须积分二次微分方程式:

$$F_1(y) \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{dy}{dt} F_2(y) + F_3(y) + F_4(t) = 0. \quad (125)$$

这个微分方程式可化为以下两个联立方程式:

$$F_1(y) \frac{dV}{dt} + VF_2(y) + F_3(y) + F_4(t) = 0; \quad (126)$$

$$\frac{dy}{dt} = V; \quad (127)$$

$$F_1(y) V \frac{dV}{dy} + VF_2(y) + F_3(y) + F_4(t) = 0; \quad (128)$$

$$\frac{dt}{dy} = \frac{1}{V}. \quad (129)$$

这两个联立方程式在原則上的区别是，在第一个联立方程式中以 t 为自变量，而在第二个联立方程式中以 y 为自变量。

第一个联立方程式的图解积分，原則上与前面所讲的一次微分方程式的图解积分相同。在这种情况下，只須重复一下求函数 y 的第一次和二次导数的增量时的作图。

对第二个联立微分方程式图解积分时，求函数 V 的增量方法与第一种情况相同，而求函数 t 的增量时就有某些特点。按照下述方法图解函数 t 的增量比较方便。

假设在图 132 中，沿纵座标轴（向下）截取函数 t 值，而沿横座标轴截取自变量 y 值。

当自变量变化一个 $\frac{1}{2}\Delta y$ 时，試求函数 t 的增量。

为此，在座标平面上，找出与函数 V 的起始值 V_0 相对应的 e 点，过 e 点作一水平线与纵座标轴相交于 a 点，然后用一直线连接 a 点和极点 P 。极距可按式求出：

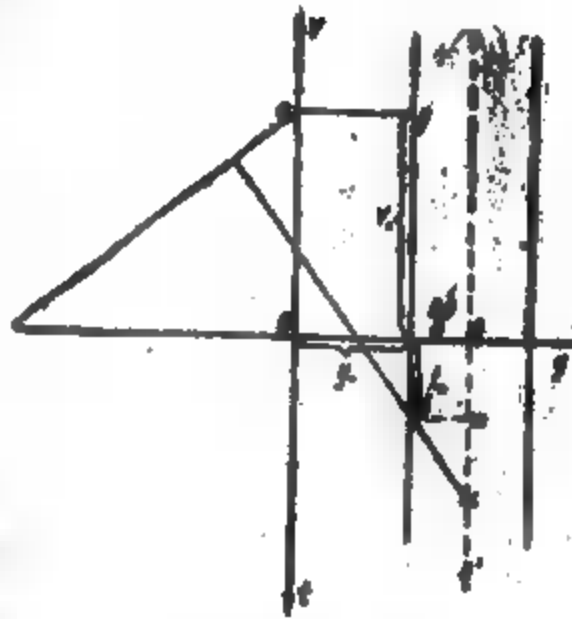


图132 图解积分。

$$OP = \frac{\alpha_y}{\alpha_V \alpha_t},$$

式中 $\alpha_y; \alpha_V; \alpha_t$ —— $y; V; t$ 等量的比例尺。

其次，找出与函数 t 的起始值 t_0 相对应的 b 点，过 b 点作一直线垂直于线段 ap 或其延长线。

延长此垂直线使之与对应于横座标为 $y_0 + \frac{1}{2}\Delta y$ 的座标线 qq' 相交于 c 点，得纵座标 qc ，此纵座标 qc 即自变量为 $y_0 + \frac{1}{2}\Delta y$ 时的未知函数 t 。

实际上，由相似三角形 POa 和 cmb ，可求出

$$\frac{mc}{mb} = \frac{PO}{Oa},$$

但

$$Oa = \frac{v}{a_y}; \quad mb = \frac{\Delta y}{2a_y},$$

$$PO = \frac{a_y}{a_y a_t}.$$

因此,

$$mc = \frac{\frac{1}{2} \Delta y}{v a_t} = \frac{\frac{1}{2} \Delta t}{a_t}.$$

此式說明, 假設函数 v 在所研究的运动区段內为常量, 則綫段 mc 将表示函数 t 在自变量 y 增加 $\frac{1}{2} \Delta y$ 时的增量, 其比例尺为 a_t 。

按龙格的完全方案[●]对微分方程式积分时, 也可利用图解法。但在这里不予以叙述, 因为这种方法过于复杂, 在实际运用时不方便。

按給定的方案对微分方程式积分时, 最好用最简单的图解法, 而又能保証其計算精确度不小于使用龙格方案的計算精确度。

为了按此方案对微分方程式 $y' = f(x, y)$ 进行数值积分, 我們采用如下的計算式:

$$\Delta_1 y = f(x_n, y_n) \Delta x; \quad (130)$$

$$\Delta_2 y = f(x_n + \Delta x, y_n + \Delta_1 y) \Delta x; \quad (131)$$

$$\Delta y_c = \frac{1}{2} (\Delta_1 y + \Delta_2 y); \quad (132)$$

$$\Delta y_r = f\left(x_n + \frac{1}{2} \Delta x, y_n + \frac{1}{2} \Delta y_c\right) \Delta x; \quad (133)$$

$$\Delta y = \Delta y_r + \frac{1}{3} (\Delta y_c - \Delta y_r). \quad (134)$$

依据这些公式用图解法进行的計算可循下述步骤进行:

1. 取一直角坐标系(图 133), 沿纵坐标軸截取函数 y' 和 y , 而沿横坐标軸取自变量 x 。
2. 对应于 x_n , $x_n + \frac{1}{2} \Delta x$, $x_n + \Delta x$ 等值作纵坐标綫, 并算出

● 龙格著“数学計算之图解法”ГТИИ莫斯科—列宁格勒1932年。

7. 对 a_2 点重复在 a_1 点上的作图, 便在纵坐标线 dd' 上得 n 点, 线段 dn 表示 $y_n + \frac{1}{2} \Delta y_n$, 其比例尺为 α_y 。

8. 利用 (133) 式算出 $\frac{\Delta y_r}{\Delta x}$, 然后沿纵坐标线 dd' 标出此量, 其比例尺为 α_v (线段 dl)。

很明显, 线段 ml 将表示 $\frac{\Delta y_n - \Delta y_r}{\Delta x}$, 其比例尺为 α_v 。

9. 将线段 ml 分成三段得 r 点, 此点保证条件: $lr = \frac{1}{3} ml$ 。将 r 点移到纵坐标轴上 (e 点)。对于 e 点进行与以前相同的作图, 便在纵坐标线 qq' 上得 s 点。

图上的线段 qs 将满足条件

$$(qs)\alpha_y = y_n + \Delta y,$$

也就是说, qs 表示对应于自变量 $x + \Delta x$ 的函数 y 之值, 其精确度相当于在戴劳级数中计算到包含乘数 $(\Delta x)^3$ 以前的各项。

这种图解计算法可以用于积分二次微分方程式和微分方程式的联立式, 因为二次微分方程式及其联立方程式都可以化为一次微分方程式的联立式。在解一次微分方程式的联立式时, 对于每一个微分方程式, 都要进行解单个方程式时采用过的作图和计算。

应当指出, 采用上述图解计算法时 (在已知前几段的 y' 之值 and 此函数具有连续性的条件下), 就 $y = f(x)$ 和 $y' = f(x)$ 两曲线进行外插, 即可求出 k 点和 n 点, 而不必预先进行计算。这种方法能够简化计算, 而且还能保证高度的精确度。利用这种方法时, 也可以根据线段 rl 的大小来判断可能的误差。

在推导自动武器各机构构件在武器不动时的运动微分方程式时, 曾指出这些方程式往往可化为求积式, 并可写作如下的形式:

$$\frac{1}{2}(M'_A V_A^2 - M'_{A0} V_{A0}^2) = \int_{x_0}^x Q dx,$$

此方程式也可写为:

$$M'_A V_A^2 = M'_{A0} V_{A0}^2 + \int_{x_0}^x Q dx,$$

式中 M'_{A0} 和 V_{A0} 是常量, 而 M'_A 和 Q 是基本构件 A 的坐标 x 的已知函数。

如果关系式 $M'_A = f(x)$ 和 $Q = f(x)$ 以图解形式给出, 那么, 最好是按照下述步骤, 用图解法来研究基本构件的运动 (求关系式 $V_{A0} = f(x)$ 和 $t = f(x)$)。

1. 将 $M'_A = f(x)$ 和 $Q = f(x)$ 的曲线安置在图上, 如图134所示, 并用一般的图解积分法求出下列关系式

$$M'_A V_A^2 = M'_{A0} V_{A0}^2 + 2 \int_{x_0}^x Q dx = 2E = f(x)。$$

为此, 由坐标原点向左截取线段 $OP_0 = \frac{\alpha_E}{2\alpha_x \alpha_Q}$, 其中 α_E ; α_x ; α_Q 是 $2E$, x 和 Q 等量的比例尺, 然后作几条铅直线 $q_1 q_1$, $q_2 q_2$, $q_3 q_3$, 使它们之间沿横坐标轴的距离等于横坐标 x 的增量 Δx 。通过横坐标上这些线段的中点, 作几根纵坐标线, 如图134中的■所示。其次, 由这些纵坐标线与曲线 $Q = f(x)$ 的交点作水平线使之与纵坐标轴■交, 并用直线将这些交点和极点 P_0 连接起来。这些直线称为辐线。

由坐标原点沿纵坐标轴■取线段 $Oa_0 = \frac{M'_{A0} V_{A0}^2}{\alpha_E}$, 由 a_0 点作一直线平行于第一根辐线, 而与垂直线 $q_1 q_1$ 相交于 a_1 点, 然后, 又由 a_1 点作一直线平行于第二根辐线, 而与垂直线 $q_2 q_2$ 相交于 a_2 点, 如此继续作下去, 便可得出 a_1 ; a_2 ; a_3 ……等点。将这些点用一平滑曲线连接起来, 即得关系式 $2E = f(x)$ 的曲线, 其中 $2E$ 的比例尺为 α_{2E} 。

实际上, 在对于 x 沿横坐标轴的第一个增量的作图中, 由相似三角形 $a_0 c_1 a_1$ 和 $P_0 O a$, 可写出下列关系式:

$$\frac{a_1 c_1}{a_0 c_1} = \frac{Oa}{OP_0} \quad \text{或} \quad a_1 c_1 = \frac{Oa}{OP_0} a_0 c_1,$$

但是

$$Oa = \frac{Q}{\alpha_Q}; \quad a_0 c_1 = \frac{\Delta x}{\alpha_x}。$$

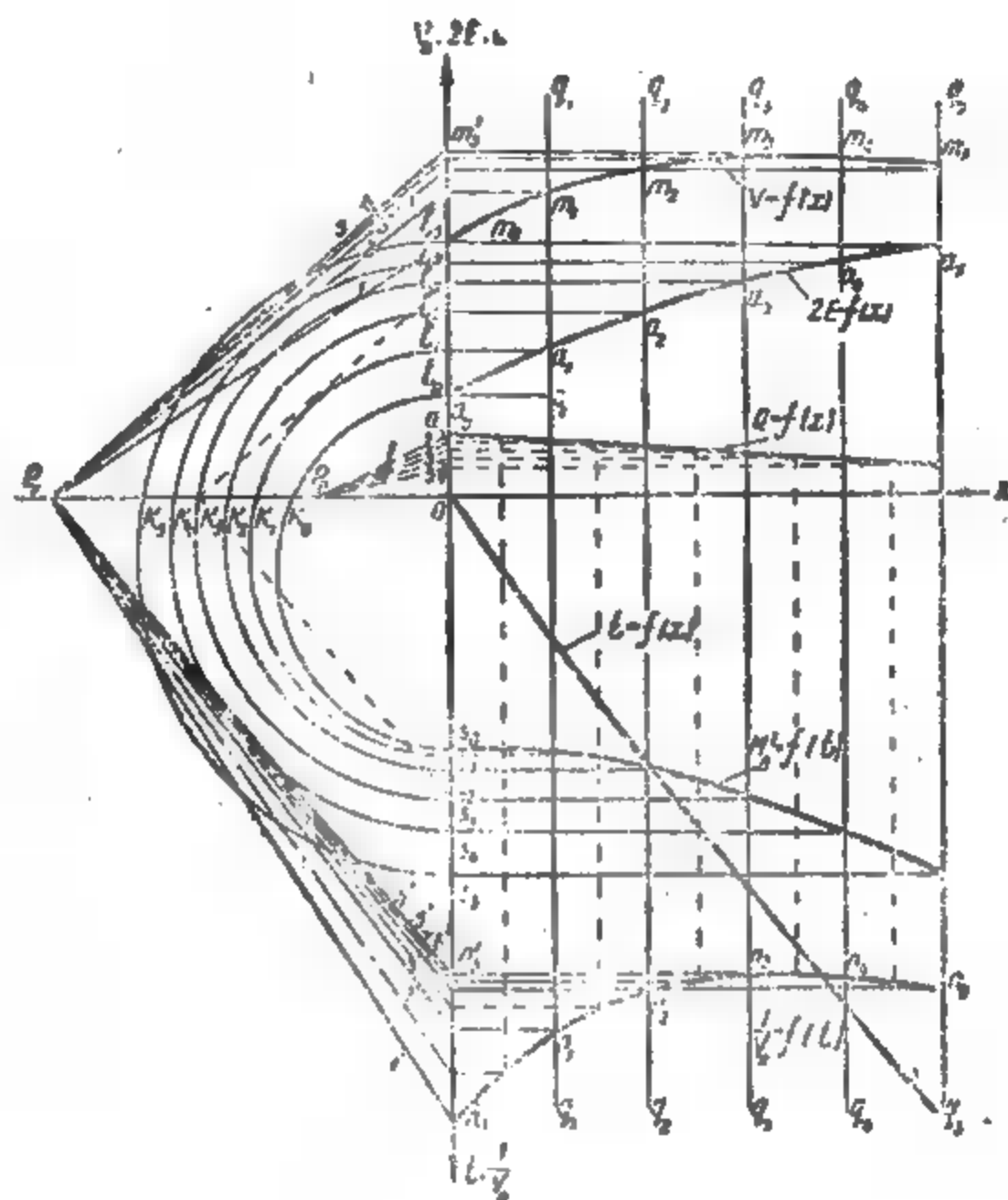


图134 图解作图法。

因此,

$$a_1 c_1 = \frac{Q \Delta x}{OP_0 \alpha_Q \alpha_x} \circ$$

作图时会取

$$OP_0 = \frac{\alpha_R}{2 \alpha_Q \alpha_x} \circ$$

所以,

$$a_2 c_1 = \frac{2Q \Delta x}{\alpha_R} \circ$$

在这里

$$2Q \Delta x \approx 2\Delta E,$$

因此

$$a_1 c_1 = \frac{2\Delta E}{a_x}.$$

由此可知，綫段 $a_1 c_1$ 表示 $2E$ 在自变量 x 增长 Δx 时的增量 $2\Delta E$ ，其比例尺为 a_x 。

这个証明也适用于自变量 x 在以后的其他增量。

有了关系式 $2E = f(x)$ 的图解，就可以作出关系式 $V_A = f(x)$ 的图解。

为此，必須由曲线 $2E = f(x)$ 和 $M_A' = f(x)$ 与垂直綫 $q_1 q_1$ ； $q_2 q_2$ ； $q_3 q_3$ 的交点，作水平綫与纵座标軸交于 l_1 ； l_2 ； l_3 ……和 s_1 ； s_2 ； s_3 等点。以 $l_0 s_0$ ； $l_1 s_1$ ； $l_2 s_2$ ； $l_3 s_3$ ……等綫段为直径作半圆，如图 131 所示。标出这些半圆与横座标軸的交点 (k_0 ， k_1 ……)。其次，由座标原点向左截取綫段

$$OP_v = \frac{1}{a_v} \sqrt{\frac{a_x}{a_M}},$$

式中 a_v 是 V_A 的比例尺。

由此綫段的末端作直綫(幅綫) 1, 2, 3, ……和 1', 2', 3', ……，分別平行于綫段 $k_0 l_0$ ； $k_1 l_1$ ； $k_2 l_2$ …… $k_0 s_0$ ； $k_1 s_1$ ； $k_2 s_2$ ；……。由这些幅綫与纵座标軸的交点，作水平綫与相应的垂直綫 $q_1 q_1$ ； $q_2 q_2$ ； $q_3 q_3$ ……相交，得 m_0 ； m_1 ； m_2 和 n_0 ； n_1 ； n_2 ……等点，以平滑曲线连接这些点，便得两条曲线，这两条曲线在所取之座标系内給出关系式

$$V_A = f(x)$$

和

$$\frac{1}{V_A} = f(x).$$

为了証明这一点，我們研究一下就垂直綫 $q_3 q_3$ 所作的图。

由相似直角三角形 $m_3' P_v n_3'$ 和 $l_3 k_3 s_3$ ，可得

$$\frac{Om_3'}{On_3'} = \frac{Ol_3}{Os_3}.$$

由直角三角形 $m_3' P_v n_3'$ 还可以写出下列等式：

$$(Om'_3)(On'_3) = (OP_V)^2$$

但根据作图及给定的条件, 有

$$Ol_3 = \frac{2E}{\alpha_R}; \quad Os_3 = \frac{M_A'}{\alpha_M};$$

$$OP_V = \frac{1}{\alpha_V} \sqrt{\frac{\alpha_R}{\alpha_M}}; \quad \frac{2E}{M_A'} = V_A^2$$

所以,

$$\frac{Om'_3}{On'_3} = \frac{2E}{M_A'} \cdot \frac{\alpha_M}{\alpha_R} = V_A^2 \frac{\alpha_M}{\alpha_R},$$

$$(Om'_3)(On'_3) = \frac{1}{\alpha_V^2} \frac{\alpha_R}{\alpha_M}.$$

因此

$$(Om'_3)^2 = \frac{V_A^2}{\alpha_V^2}$$

和

$$(On'_3)^2 = \frac{1}{V_A^2} \frac{\alpha_R^2}{\alpha_V^2 \alpha_M^2} = \frac{1}{V_A^2} \cdot \frac{1}{\alpha_{\frac{1}{V}}^2}$$

或

$$(Om'_3)\alpha_V = V_A$$

和

$$(On'_3)\alpha_{\frac{1}{V}} = \frac{1}{V_A}.$$

由此可知, 线段 Om'_3 和 On'_3 实际上是按比例尺 α_V 和 $\alpha_{\frac{1}{V}}$

表示对应于纵坐标线 q_3q_5 的速度 V_A 和速度的倒数 $\frac{1}{V_A}$ 。

利用求得的图解 $\frac{1}{V_A} = f(x)$, 就可以用一般的图解积分法求出时间 t 与座标 x 的关系式, 为

$$t = \int_{x_0}^x \frac{1}{V_A} dx.$$

运用这种图解解析法时, 在换算质量发生骤然变化的点上, 应当对图解 $2E = f(x)$ 的纵座标进行换算。

此时, 必须对每一种情况, 估计其换算质量骤然变化的原因。如果这种变化是由于机构构件的撞击所引起的, 就应当利用相应

的撞击理論公式来換算 $2E = f(x)$ 的纵座标。

如果质量的变化是由于效率急剧变化而引起的 ($k = k_{\max}$ 和 $k = 2f$ 时), 在換算 $2E = f(x)$ 的纵座标时, 应当把这种现象看作是从运动中骤然抽出一部分质量而不影响其余部分的运动, 也就是說, 抽出一部分质量时, 基本构件的速度不变。

不难指出, 在这种情况下, 将得出下列关系式:

$$\frac{\Delta M_A'}{M_A'} = -\frac{2\Delta E}{2E}$$

此关系式表明质量和动能的相对变化相等。

由动能的表达式

$$M_A' \frac{V_A^2}{2} = E$$

来看, 这一关系式是正确的, 因为在速度为常量时, 质量与动能成正比。

用图解解析法解机构构件的基本运动方程式时, 不一定只用一种方法去計算运动的各个阶段。在分析自动机的工作时, 如果机构換算质量的数值在很长一段路程内不发生变化, 同时作用在机构上的給定力及其变化規律又可以用简单的解析式表示, 那么, 在这种情况下, 就应当綜合运用解析法和图解解析法求解机构中基础构件的运动。只有当质量和力的变化規律相当复杂而不能用简单的解析式表示出来时, 才采用图解解析法。

用图解解析法解机构基本构件的运动微分方程式所得出的图解, 能够用来解决綜合分析自动武器各机构时所产生的許多实际问题。

在分析各机构时, 表明現有机构中基本构件运动的图解有助于评价整个机构及其个别部分設計的合理程度。

利用 $V_A = f(x)$ 和 $2E = f(x)$ 的图解, 可以确定带动各机构时能量利用得是否合理, 以及活动部分在到达前方位置和阻铁头扣住时具有多大的能量, 并进而确定在运动部分发生撞击时各个主要零件的强度是否能够保証。

要求設計滿足对整个武器及其个别机构所提的要求之新机构时, $V_A = f(x)$ 和 $2E = f(x)$ 的图解有更大的意义。

在这种情况下, 这些图解能够揭示出所拟設計方案的主要缺点, 并能够在制造武器样品和試射武器样品之前, 提出消除这些缺点的具体方法。

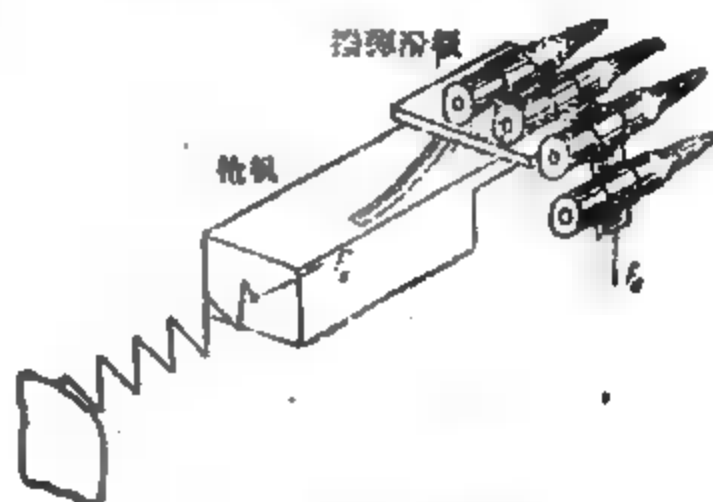


图135 机构略图。

下面举出一个用图解解析法研究彈鏈供彈机构工作（短彈鏈并且不考虑彈鏈的弹性）的例子。

机构的略图如图 135 所示。設 M_A 为枪机质量; M_B 为撥彈滑板和带有枪彈的彈鏈悬挂部分的质量之和; M_n 为撥彈滑板和位于受彈器内的两颗槍彈的质量之和; F_0 为彈鏈悬挂部分的重量和彈鏈进入受彈器时作用在彈鏈上的摩擦力之和; F_A 为复进簧的弹性力 (图 136); V_{A0} 为枪机在供彈机构开始工作时的速度; f 为摩擦系数。枪机曲綫槽的理论輪廓如图 137 所示。

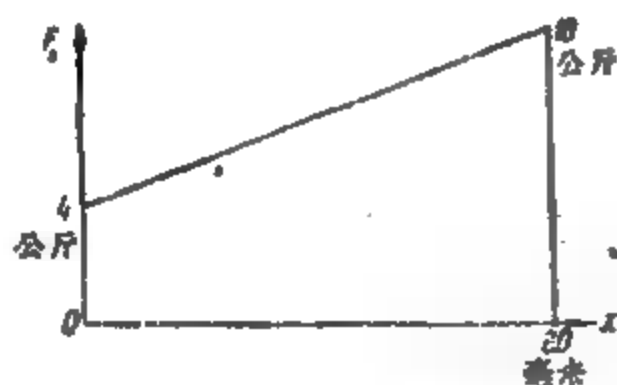


图136 $F_A = f(x)$ 的图解。

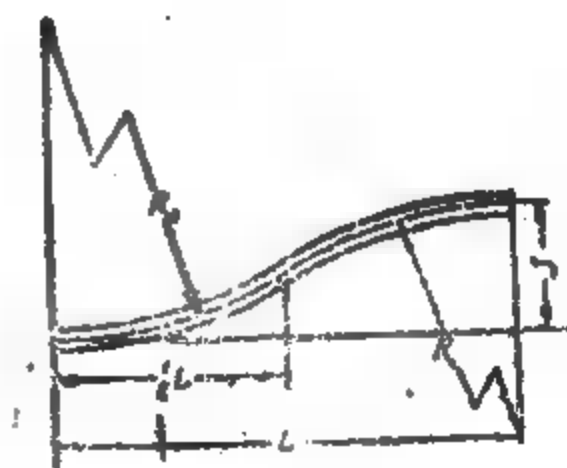


图137 枪机曲綫槽的輪廓。

图解 $k = f(x)$ 的作法如图 138 所示。图 139 上給出关系式 $\eta = f(x)$ 的图解, 在此图中取主动构件和从动构件的作用在 k

值到达最大值时相互转化。

在图 140 上繪有 $\eta_{ep} = f(x)$ 的图解。在此图上，在工作构件制动时期內，先作出逆传动效率的平均值，然后再图解出这些效率平均值的倒数。在图 141 上作出 $F_B \frac{k}{\eta}$ 和换算力 $Q = F_A + F_B \frac{k}{\eta}$ 的图。这时我们认为，在主从两构件的作 ■ 转化之后，力 F_B 不再作用在机构之上。因为在这个时间內，由于弹簧跳起，其重力对机构的工作就不会有什么影响。

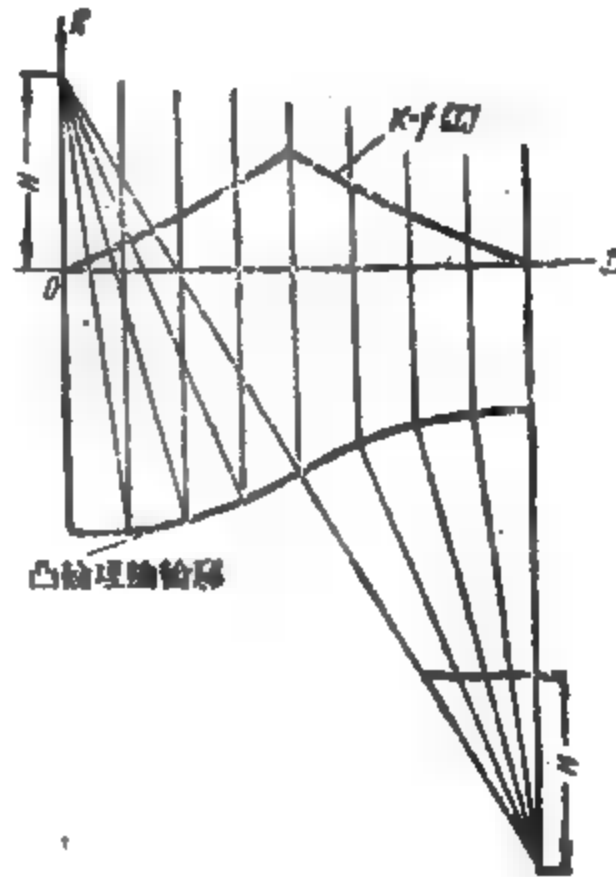


图138 $k = f(x)$ 的图解。

在图 142 上給出换算质量的图解計算。在此图上，当 ■ 构件

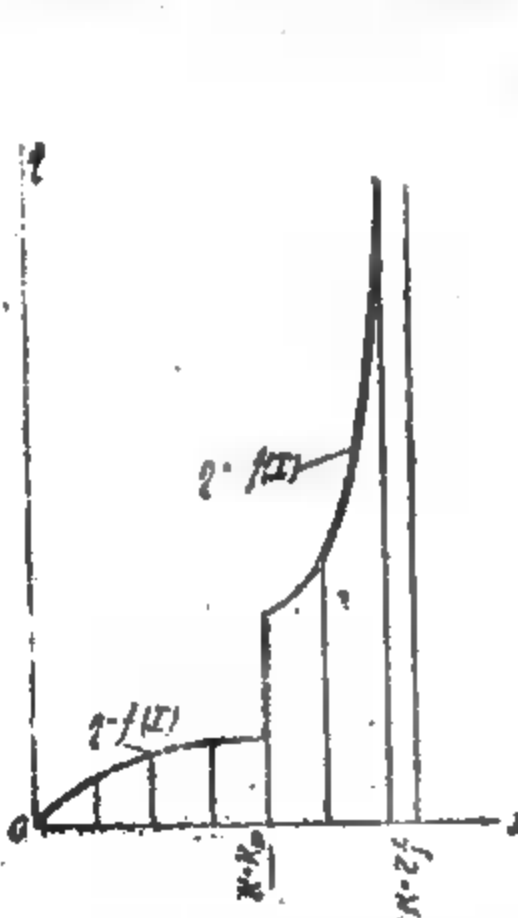


图139 $\eta = f(x)$ 的图解。

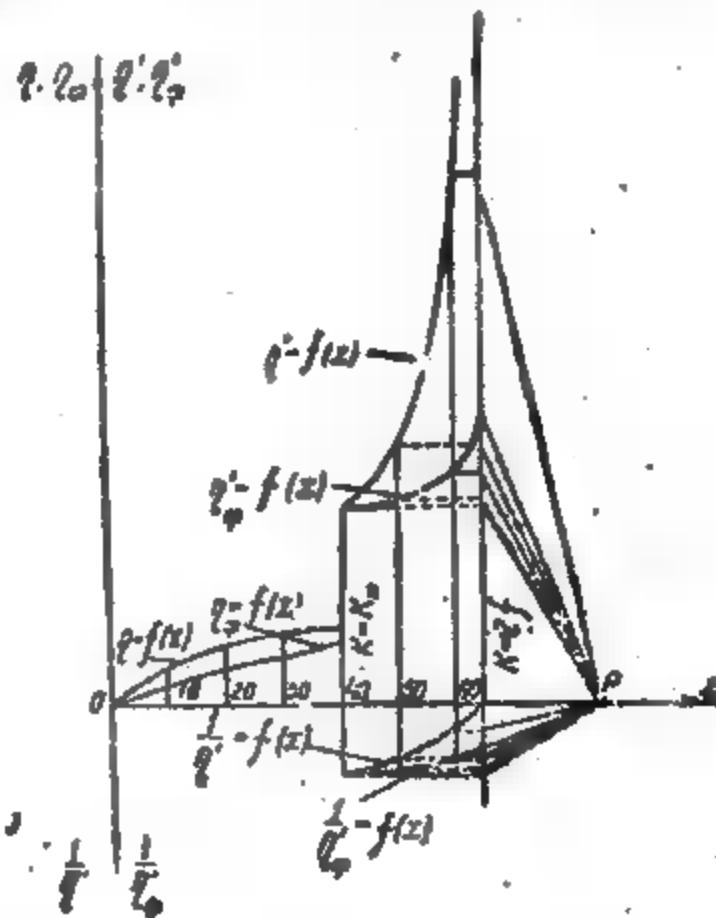


图140 η_{ep} 和 η'_{ep} 的图解。

的作用轉化之后，就只將撥彈滑板和兩顆槍彈的質量引入計算之中，因為彈鏈本身是柔軟的，在這個時期內，它對撥彈滑板不起作用。

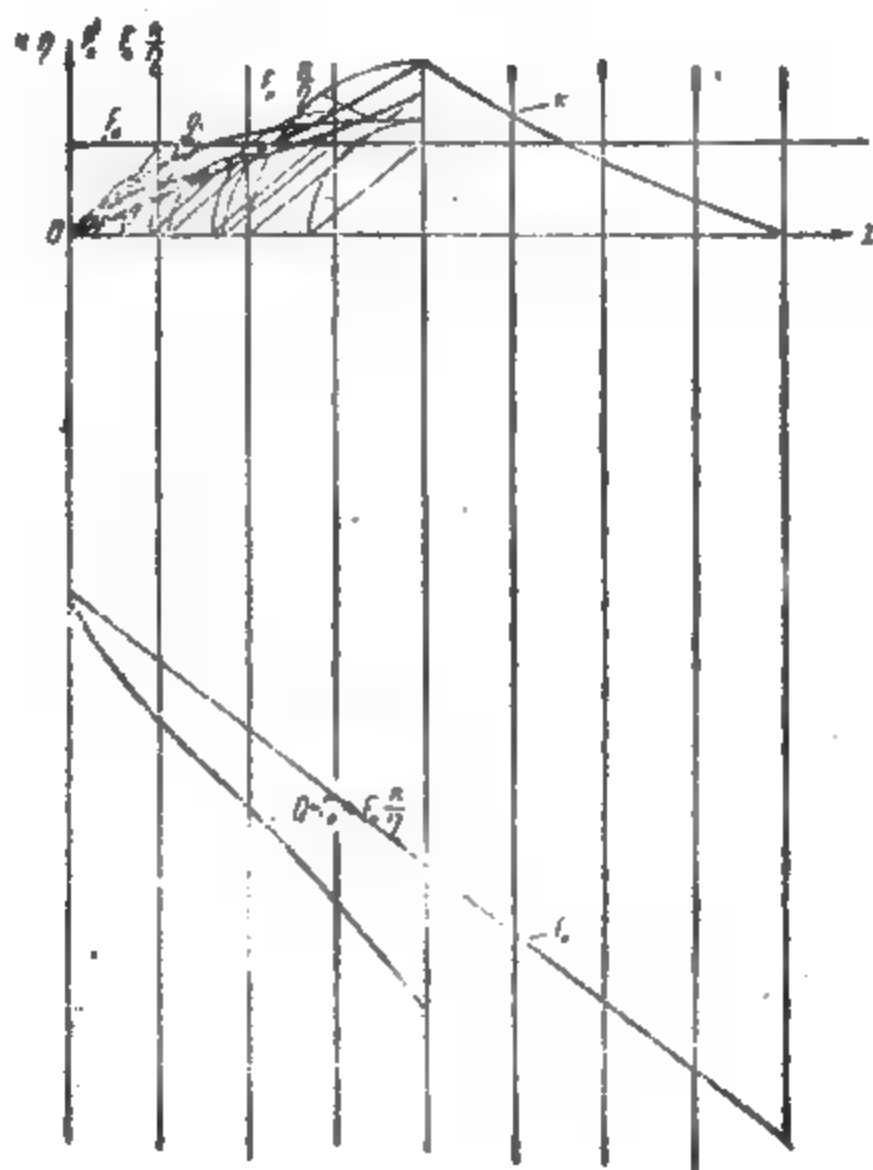


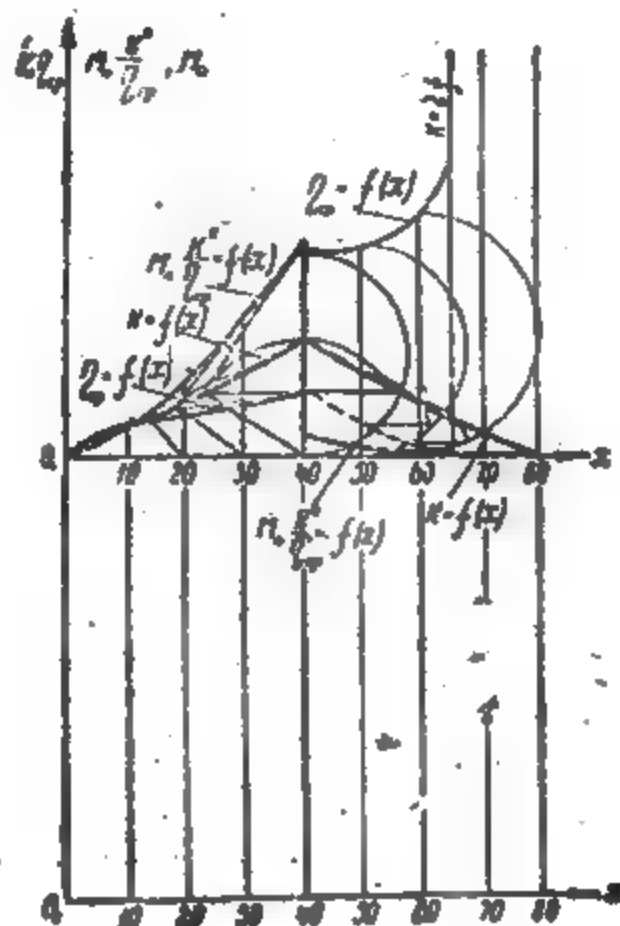
图141 相当力的图解。

图 143 示出用图解法确定所研究机构的基本构件（枪机）主要运动特征量。在此图上，当换算质量急剧变化时（ $k = k_m$ ），图解 $2E = f(x)$ 的纵坐标按下列关系式用图解法进行换算：

$$\frac{\Delta E}{E} = \frac{\Delta M}{M} \quad (135)$$

在图 144 上繪有 $V_A = f(t)$ 和 $V_B = f(t)$ 的图解关系。

为了对照评价应用微分方程式的各种数值积分法和图解积分法所得精确度和方便性，我們再举一个研究自动武器的枪机在彈鏈供彈机构工作时的运动的例子。假设，枪机在复进簧作用下向



■142 相当质量的确定。

前运动时，带动弹链供弹，拨弹滑板的凸笋借传动装置与枪机建立运动联系，弹链为绝对刚体。

机构的略图如图 135 所示。在机构工作时，有下列诸元：

枪机质量(考虑到复进簧)

$$M_0 = 0.1 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}$$

弹链和拨弹滑板的质量

$$M_x = 0.2 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}$$

作用在拨弹齿上的阻力(考虑到弹链悬挂端的重力)

$$R = 4 \text{ 公斤}$$

弹簧的初压内力

$$\Pi_0 = 5 \text{ 公斤}$$

复进簧的刚度

$$\eta = 0.2 \text{ 公斤/厘米}$$

枪机的初始速度

$$V_0 = 2 \text{ 米/秒}$$

弹链供弹机构的传动比(弹链速度与枪机速度之比)

$$k = \frac{V_x}{V_0} = ax_1$$

式中 a 为一常量($a = 5 \frac{1}{\text{米}}$),

x 为枪机距起动位置的位移。

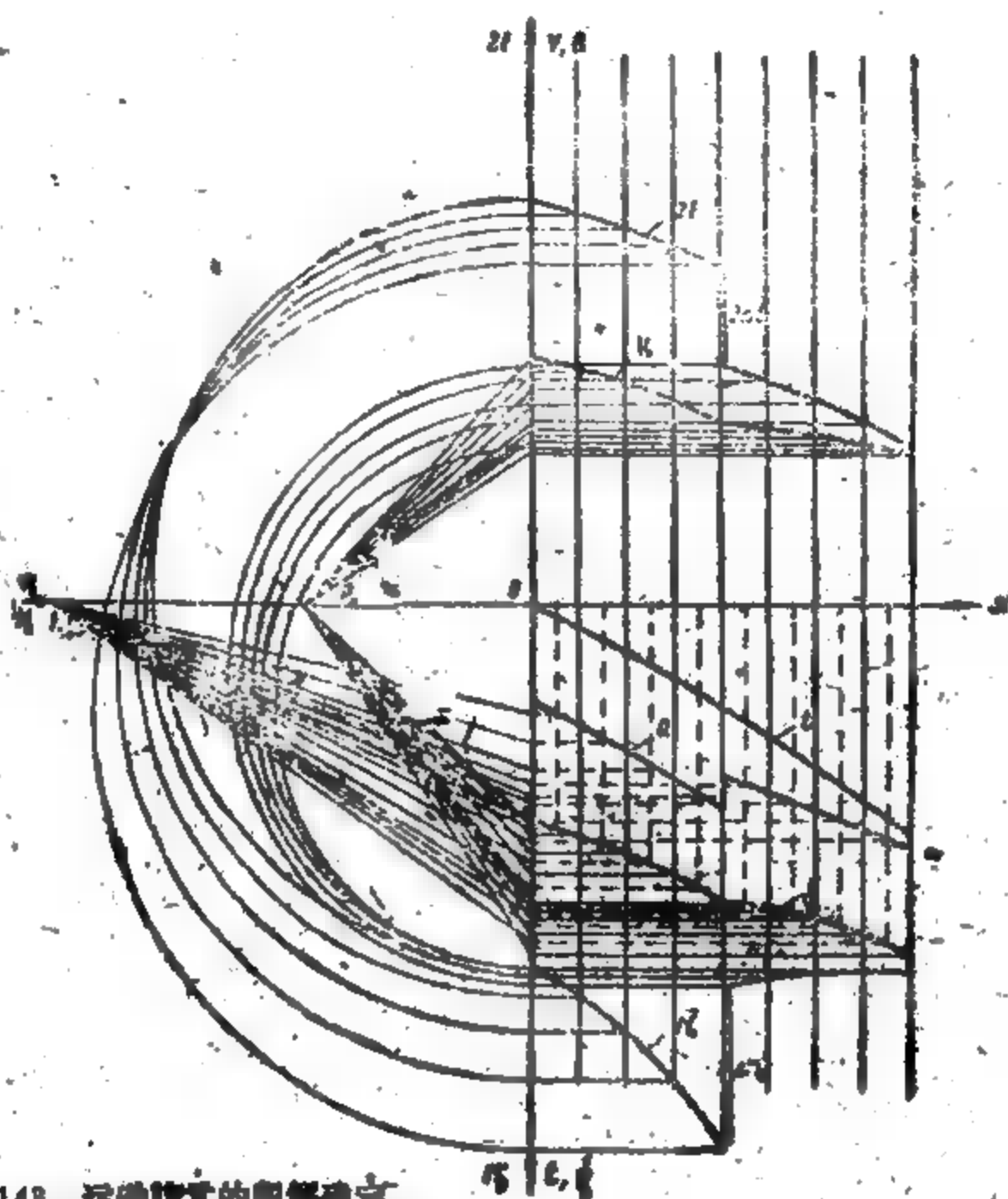


图143 运动情况的图解确定。

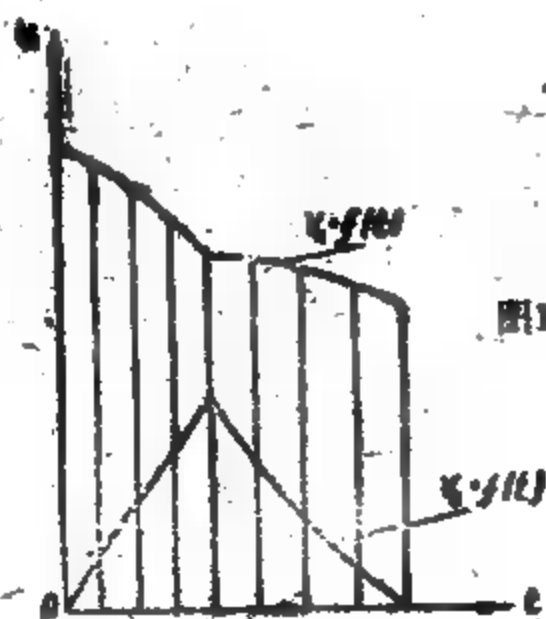


图144 $v_A = f(t)$ 和 $v_B = f(t)$ 的图解。

忽略彈鏈供彈機構內運動付中的摩擦損失，槍机的运动可以用下列微分方程式写出：

$$(M_0 + M_A k^2) V \frac{dV}{dx} + V^2 M_A k \frac{dk}{dx} + \Pi_0 + \eta x + Rk = 0, \quad (136)$$

$$\frac{dx}{dt} = V。$$

分析这些方程式，就可以得出结论：第一个方程式可以独立地解出，而不依赖第二个方程式，因为它显然不包含时间的因素。

下面我们再谈谈这个方程式的解法。当已知关系式 $V = f(x)$ 时，第二个方程式可以化为求积式

$$t = \int_{x_0}^x \frac{dx}{V}。$$

用各种方法解 (136) 式时，我们取自变量的间隔为

$$\Delta x = 0.02 \text{ 米。}$$

把 M_0 ； M_A ； a ； Π_0 ； R 的数值及 $k = ax$ 代入 (136) 式，便得

$$(0.1 + 5x^2) V \frac{dV}{dx} + V^2 5x + 5 + 40x = 0。$$

把 x 的数值以 $\frac{1}{2} \Delta x$ 的间隔代入此式，对导数 $\frac{dV}{dx}$ 求解，可得下列结果：

	x (米)	方 程 式
	0	$\frac{dV}{dx} = \frac{50}{V}$
	0.01	$\frac{dV}{dx} = \frac{46}{V} - 0.5V$
1	0.02	$\frac{dV}{dx} = \frac{41}{V} - 0.98V$
	0.03	$\frac{dV}{dx} = \frac{36.4}{V} - 1.44V$
2	0.04	$\frac{dV}{dx} = \frac{31.9}{V} - 1.85V$
	0.05	$\frac{dV}{dx} = \frac{26.6}{V} - 2.22V$

(續)

n	0	1	2	3	4	5
V_n	2	2.39	2.61	2.69	2.68	2.58
$\frac{\Delta_1 V}{\Delta x}$	25	14.8	7.3	1.4	-3	—
$\frac{1}{2} \Delta_1 V$	0.25	0.148	0.073	0.014	-0.03	—
$V_n + \frac{1}{2} \Delta_1 V$	2.25	2.54	2.58	2.7	2.65	—
$\frac{\Delta V_T}{\Delta x}$	19.3	10.8	4	-1	-4.7	—
ΔV_T	0.386	0.216	0.08	-0.02	-0.094	—
$\Delta_1 V$	0.5	0.296	0.146	0.028	-0.06	—
$V_n + \Delta_1 V$	2.5	2.69	2.76	2.72	2.62	—
$\frac{\Delta_2 V}{\Delta x}$	14	6.7	1	-3.2	-6.2	—
$\Delta_2 V$	0.28	0.132	0.02	-0.064	-0.124	—
$V_n + \Delta_2 V$	2.28	2.522	2.63	2.63	2.55	—
$\frac{\Delta_3 V}{\Delta x}$	15.7	7.8	1.7	-2.8	-6.3	—
$\Delta_3 V$	0.314	1.156	0.034	-0.056	0.126	—
$\frac{\Delta_1 V + \Delta_3 V}{2} = \Delta V_s$	0.407	0.226	0.09	-0.014	-0.093	—
$\Delta V_s - \Delta V_T$	0.021	0.01	0.01	0.006	-0.001	—
$\frac{1}{3} (\Delta V_s - \Delta V_T)$	0.007	0.003	0.003	0.002	-0.000	—
ΔV	0.393	0.219	0.083	-0.018	-0.094	—

为了比较计算精确度，在下表中按下列公式进行简化积分：

$$\Delta V = \Delta V_2 = f\left(x_n + \frac{1}{2}\Delta x; V_n + \frac{1}{2}\Delta_1 V\right)\Delta x, \quad (137)$$

式中

$$\Delta_1 V = f(x_n, V_n)\Delta x.$$

n	0	1	2	3	4	5
x_n	0	0.02	0.04	0.06	0.08	0.1
V_n	2	2.38	2.60	2.68	2.66	2.57
$\frac{\Delta_1 V}{\Delta x}$	23	14.8	7.3	1.4	-2.9	—
$\frac{1}{2}\Delta_1 V$	0.25	0.15	0.07	0.01	-0.03	—
$V_n + \frac{1}{2}\Delta_1 V$	2.25	2.53	2.67	2.69	2.63	—
$\frac{\Delta V_2}{\Delta x}$	19.3	10.8	4	-1	-1.6	—
ΔV_2	0.38	0.21	0.08	-0.02	-0.09	—

把计算的结果比较一下，就可以肯定简化数值积分法的适用性，用这种方法只要经过简单的计算，就可以得出足够精确的结果。

下面作一算表，根据曾经提出的基本积分方案的有关公式，对微分方程式 (136) 进行数值积分。这些公式是：

$$\Delta_1 V = f(x_n, V_n)\Delta x;$$

$$\Delta_2 V = f(x_n + \Delta x, V_n + \Delta_1 V)\Delta x;$$

$$\Delta V_0 = \frac{1}{2}(\Delta_1 V + \Delta_2 V);$$

$$\Delta V_2 = f\left(x_n + \frac{1}{2}\Delta x; V_n + \frac{1}{2}\Delta V_0\right)\Delta x;$$

$$\Delta V_4 = \Delta V_2 + \frac{1}{3}(\Delta V_0 - \Delta V_2).$$

n	0	1	2	3	4	5
Δx	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	—
x_n	0	0.02	0.04	0.06	0.08	0.1
V_n	2	2.396	2.611	2.692	2.676	2.576
$\frac{\Delta_1 V}{\Delta x}$	25	14.7	7.2	1.36	-3.1	—
$\Delta_1 V$	0.5	0.294	0.144	0.027	-0.062	—
$x_n + \Delta x$	0.02	0.04	0.06	0.08	0.1	—
$V_n + \Delta_1 V$	2.5	2.572	2.75	2.721	2.614	—
$\frac{\Delta_2 V}{\Delta x}$	13.9	7.5	1	-3.2	-8.7	—
$\Delta_2 V$	0.278	0.15	0.02	-0.064	-0.174	—
$\Delta_1 V + \Delta_2 V$	0.778	0.444	0.164	-0.037	-0.236	—
ΔV_c	0.389	0.222	0.082	-0.018	-0.118	—
$x_n + \frac{1}{2} \Delta x$	0.01	0.03	0.05	0.07	0.09	—
$V_n + \frac{1}{2} \Delta V_c$	2.195	2.507	2.653	2.685	2.617	—
$\frac{\Delta V_r}{\Delta x}$	20	10.8	4	-0.8	-4.6	—
ΔV_r	0.4	0.216	0.08	-0.016	-0.092	—
$\Delta V_c + \Delta V_r$	-0.011	-0.004	0.002	0	-0.026	—
$\frac{1}{3} (\Delta V_c - \Delta V_r)$	-0.004	-0.001	0.001	0	-0.008	—
ΔV	0.396	0.215	-0.081	-0.018	-0.1	—

虽然此表中的计算工作较少，但它的计算结果却与按龙格方法完全方案的公式计算出的结果相同。

为了比较起见，下面把用各种方法算出的结果综合在一个表内。

表中还列入按公式

$$V = \sqrt{\frac{M_0 V_0^2 + 2 \int f_0 x - f^2 (\eta + \sigma R)}{M_0 + M_x \sigma^2 x^2}} \quad (138)$$

计算出的结果。

此公式是微分方程式 (136) 的解析解。

比较表

	x (米)	0	0.02	0.04	0.06	0.08	0.1
按龙格方法	V (米/秒)	2	2.39	2.61	2.69	2.68	2.58
按简化法	V (米/秒)	2	2.38	2.60	2.68	2.66	2.57
按欧拉了的方法	V (米/秒)	2	2.39	2.61	2.69	2.68	2.58
按精确式	V (米/秒)	2	2.39	2.61	2.69	2.67	2.58

比较一下计算的结果，可以看出，运用上述各种方法计算的误差都不超过1%，并且可以利用计算尺进行计算。

图 134、145、146、147、148 是用上述三种图解法解这个微分方程式的图解。

以图解法解微分方程式的结果，在精确度上与用数值积分法所得的结果相同。

在图 145 和 146 中所取的积分间隔，与按简化方案或按完全方案积分时所取的积分间隔相同。

图 147 和 148 是当积分间隔增大到五倍时，按简化方案（图 147）和完全方案（图 148）对同一方程式积分的图解。

由图上可以看出，按完全方案积分时，为了得到适当的计算

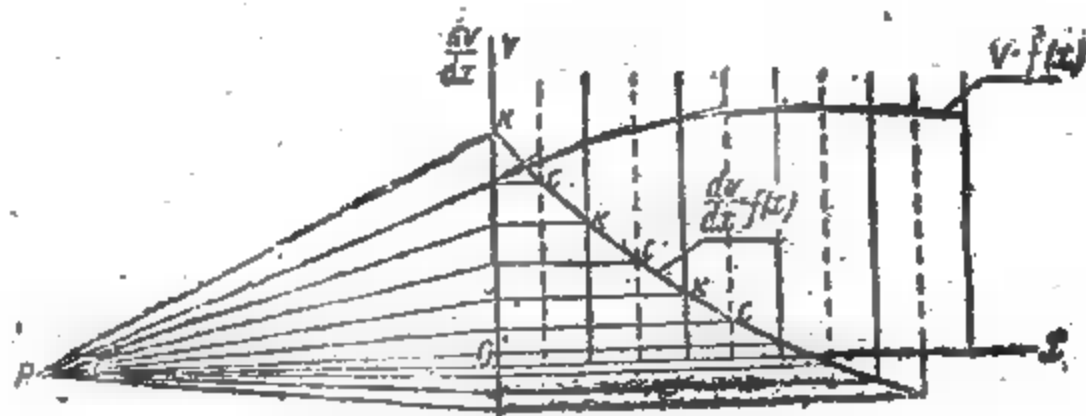


图145 按简化方案的图解积分。

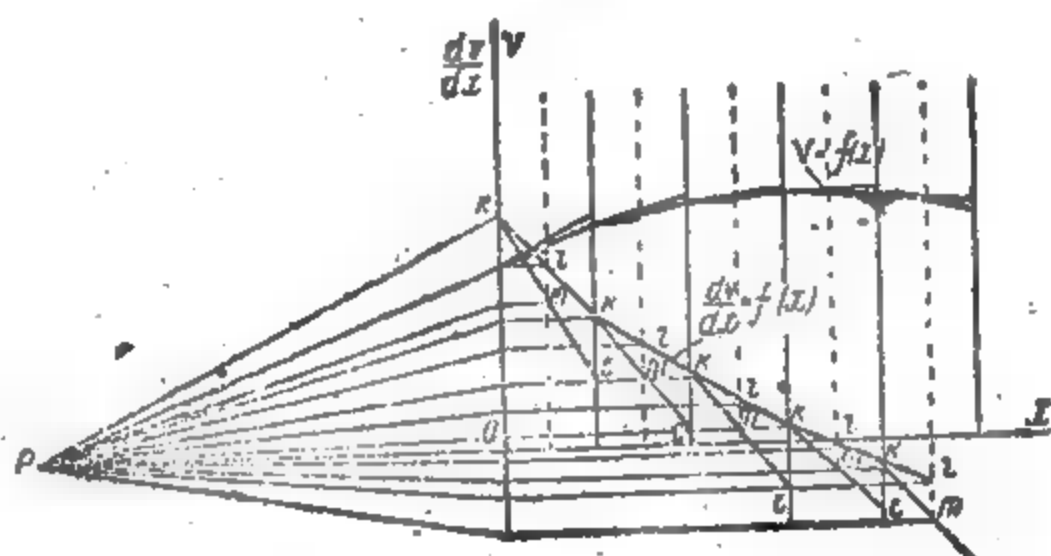


图146 按完全方案的图解积分。

精确度，积分间隔可大大增加（在所举的图解中，末速的误差总共才1%）。

按简化方案积分时，必须取很小的积分间隔（在图147上简

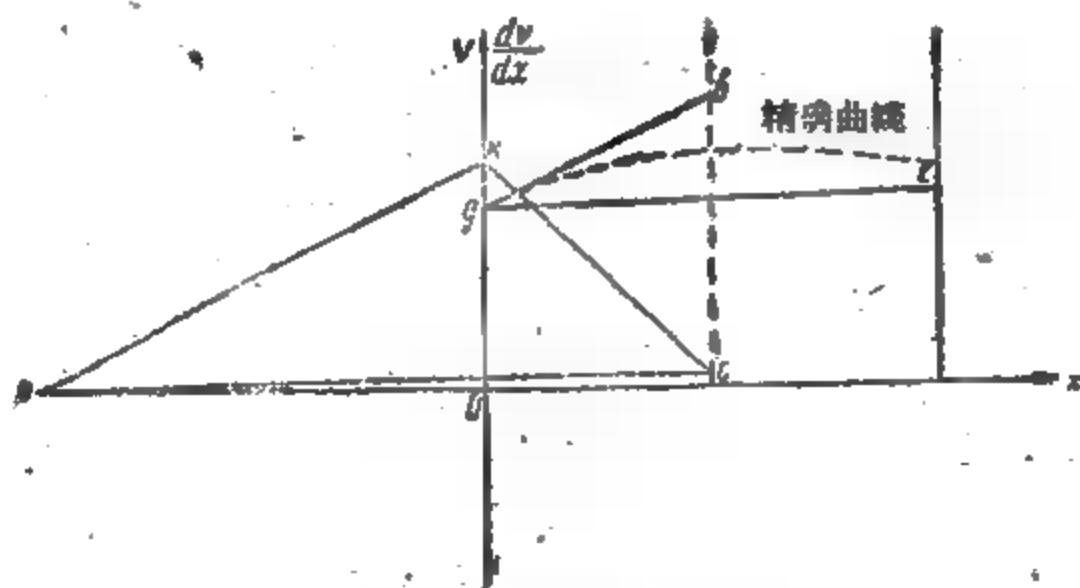


图147 按简化方案的图解积分。

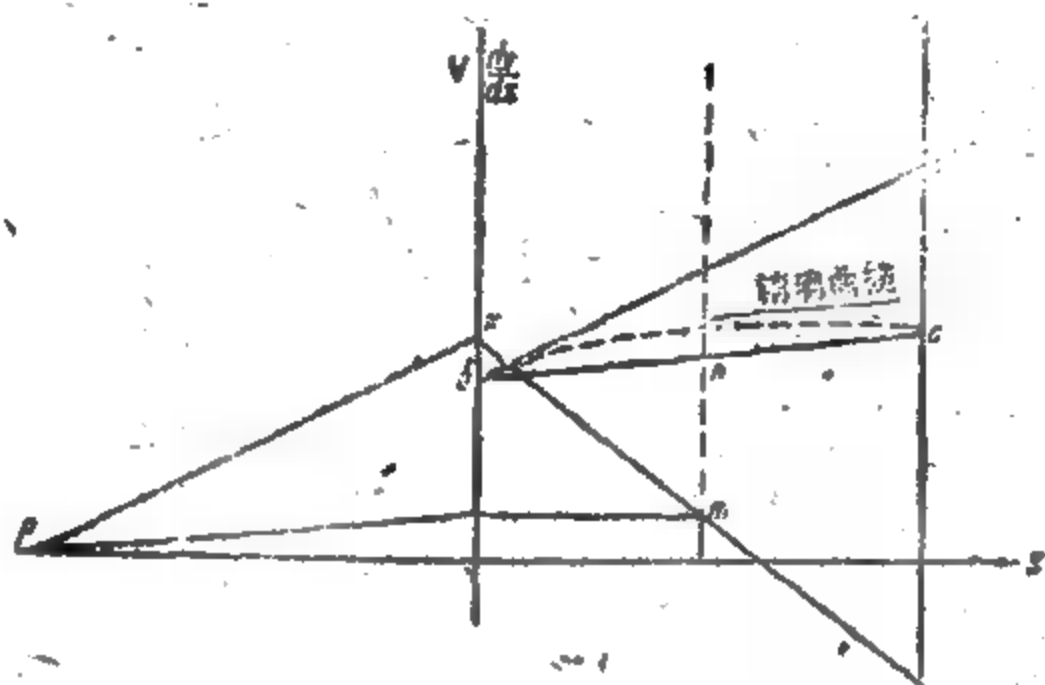


图148. 按完全方案的图解积分。

化方案的图解中，末速误差约为15%，这显然是不能容许的）。当积分区间减小二分之一时，积分精确度就可大大地提高。

综上所述，并根据自动武器各机构运动微分方程式的数值积分法和图解解析法的实际运用，考虑到图解解析法的优点，可以肯定地认为图解解析法要比数值积分法好得多。

采用哪一种图解解析法较为适当，主要是决定于自动武器各机构运动微分方程式的性质和方程式中函数变化的平滑性。

如果微分方程式可用动能增量的形式表示，并可化为求积式，则最好用图134所示的图解解析法。

如果微分方程式不能用动能增量的形式表示，也不能化为求积式，那么就应当采用以数值积分方案（图131、133）为基础的任一种方法求解。如果方程式中的函数变化平滑，且积分区间很小，则可以采用以数值积分的简化方案为基础的图解解析法。

如果方程式中的函数变化急剧，积分区间也相当大，就应当采用以数值积分的完全方案为基础的基本图解解析法。

第四章 自动武器各机构的撞击

§1 自动武器各机构构件撞击的特点

在研究任何一种自动武器的自动机的工作时，必然会遇到机构构件之间的各种撞击。在加速机构工作时，在开锁和闭锁枪机时，在枪机与枪机框连接或机头与枪机体连接时，在弹链供弹机构工作时，在推弹入膛和抛壳时，在活动部分到达前方和后方位时，常常要发生撞击。

由于机构构件的运动可以当作替换这些构件的若干质点的运动来研究，因此在计算撞击问题时，可以用替换质点来代替各机构构件，然后研究这些替换质点的运动。首先，我们假设，在撞击时各机构的约束都是理想约束。这样就可以不必考虑机构付中因撞击而产生的约束反作用力，并且在以替换质点代替构件时，可以采用简化的公式。

在研究自动武器各机构构件的撞击时，■要注意以下两个问题：决定各机构构件撞击时的运动特征量，和检查机构中撞击零件的强度。

为了将撞击理论的基本原理应用于所研究各机构构件的撞击，我们用简图代替实际的机构图，这种简图不反映实际机构的全部特性。正确地选择简图，使之能够全面的反映机构的主要特性，是研究机构构件在撞击时运动的重要问题之一。

§2 机构构件的正撞击

分析一下自动武器各机构的工作，就可以发现，在沿同一直线移动的机构构件之间，有大量的撞击。

实际机构构件的这些撞击，都可以归纳为两个构件A和B之

間的对心正撞击, 如图 149 所示。

大家知道, 两物体之間的正撞击理論是以下列原理为基础的。

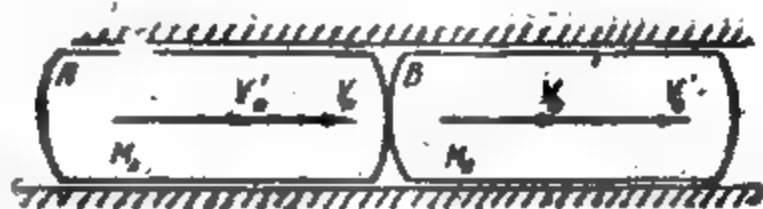


圖149 兩物体的对心正撞击图。

如果同时研究 A 和 B 兩物体在撞击时的运动, 則此兩物体之間在撞击时的相互压力就是內力。所以在不計算撞击时作用在物体 A 和 B 上的外力时, 物体 A 和 B 的动量在撞击前后不应有所变化, 这一点可以用下列解析式表示之:

$$M_A V_A + M_B V_B = M_A V'_A + M_B V'_B \quad (1)$$

式中 M_A 和 M_B ——物体 A 和 B 的质量;

V_A 和 V_B ——撞击前物体 A 和 B 的速度;

V'_A 和 V'_B ——撞击后物体 A 和 B 的速度。

实验証明, 撞击物体在撞击前后的相对速度之比值, 主要决定于这些物体的材料, 这一关系在 $V_A > V_B$ 时可写为:

$$b = \frac{V_B - V'_B}{V_A - V'_A} \quad (2)$$

式中 b ——决定于撞击物体的材料的系数, 称为恢复系数。

利用公式 (1) 和 (2), 可求得物体 A 和 B 在撞击后的速度公式:

$$V'_A = V_A - \frac{(V_A - V_B)(1+b)}{1 + \frac{M_A}{M_B}} \quad (3)$$

$$V'_B = V_B + \frac{(V_A - V_B)(1+b)}{1 + \frac{M_B}{M_A}} \quad (4)$$

恢复系数的数值可以在 0 到 1 的范围内变化;

由公式 (2) 可知: 当 $b = 0$ 时, 物体 A 和 B 在撞击后的速度相等: $V'_B = V'_A$ 。在绝对非弹性体相撞击的情况下, 或者机构的结构能保证物体 A 和 B 在撞击后为硬性联接的情况下, 速度 V'_A 就等于 V'_B 。

当 $b = 1$ 时, 可得 $V'_B - V'_A = -(V_B - V_A)$ 。这一等式说明物体 A 和 B 在撞击前后的相对速度的绝对值相等, 但其符号则相反。当两个完全弹性体撞击时, 或者两个不完全弹性体通过弹性很高的第三媒介物体相撞击, 而撞击体的变形比媒介物的变形小得多时 (例如, 媒介物是刚度很小, 质量也相当小的弹簧, 如图150), 就会产生这种情况。



图150 通过弹簧的正撞击。

根据 (3) 式和 (4) 式可以求出两个非完全弹性体在撞击时的动能损失。

动能的损失可用下列公式表示:

$$\Delta E = -\frac{1}{2} [M_A (V_A^2 - V_A'^2) + M_B (V_B^2 - V_B'^2)] \quad (5)$$

把 (3) 式和 (4) 式中 V'_A 和 V'_B 代入, 得:

$$\Delta E = -\frac{1}{2} \frac{M_A M_B}{M_A + M_B} (1 - b^2) (V_A - V_B)^2 \quad (6)$$

为了求出撞击体 A 和 B 在撞击后的速度 V'_A 和 V'_B , 同样可以运用图解法。

从同一个极点 O 出发, 按比例 α , 作线段 Od 和 Oc , 以表示物体 A 和 B 在撞击前的速度 V_A 和 V_B (图151)。

把线段 cd 分成两段, 使其比值等于撞击物体的质量 M_A 和 M_B 之比, 即

$$\frac{cn}{nd} = \frac{M_A}{M_B}$$

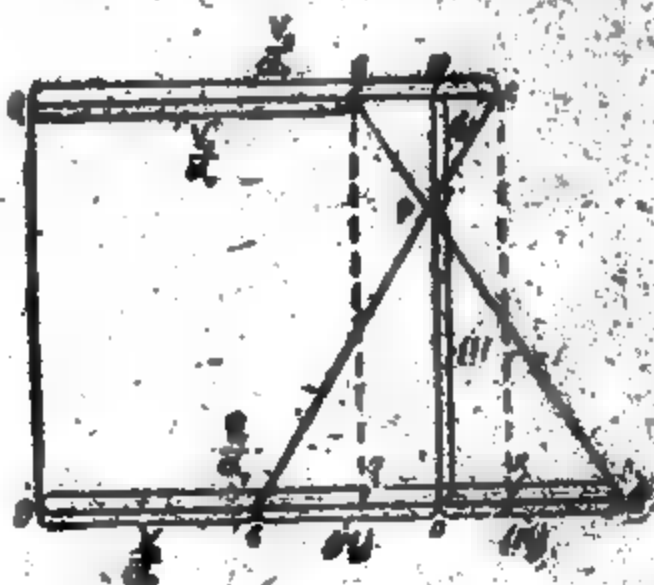


图151 正撞击时, 求撞击后的速度的图解法。

由 n 点向上作一垂直线, 并在此垂直线上截取任意长的线段 nm 。按 $1:b$ 的比值将线段 nm 分割为两段 (b 是恢复系数), 即取

$$\frac{mp}{pn} = b$$

过 m 点作一水平线 (平行于 Od 直线), 然后, 过 c 、 p 二点和 d 、 p 二点作两条直线与之相交于 a 点和 e 点。

现在要证明这样得出的线段 O_1a 和 O_1e 将分别表示物体 A 和 B 在撞击后的速度 V'_A 和 V'_B 。

由相似三角形 cpd 和 ape , 可得:

$$\frac{ae}{cd} = \frac{mp}{np},$$

但是, 如果 $O_1a = V'_A$ 和 $O_1e = V'_B$, 其比例尺为 α_v , 则

$$ae = \frac{V'_B - V'_A}{\alpha_v}$$

和

$$cd = \frac{V_A - V_B}{\alpha_v}。$$

因此, 这样作图的结果能够保证前面所建立的等式 (2) 的关系:

$$b = \frac{V'_B - V'_A}{V_A - V_B}。$$

由 a 点和 e 点作直线 aq 和 ek 垂直于直线 Od 。

由相似三角形 aqd 和 pnd , 以及 ekc 和 pnc , 可得:

$$\frac{qd}{nd} = \frac{aq}{pn}$$

和

$$\frac{ek}{cn} = \frac{ek}{pn};$$

但

$$ek = aq。$$

因此

$$\frac{qd}{ek} = \frac{nd}{cn}。$$

由作图, 得

$$qd = \frac{V_A - V'_A}{\alpha_v};$$

$$ek = \frac{V'_B - V_B}{\alpha_v};$$

$$\frac{nd}{cn} = \frac{M_B}{M_A}。$$

所以, 作图的结果也保证了等式 (1) 的关系

$$\frac{V_A - V'_A}{V'_B - V_B} = \frac{M_B}{M_A}。$$

这样一来，线段 O_1a 和 O_1b 实际上满足了求 V'_1 和 V'_2 的两个基本条件式 (1) 和 (2)。

前面所求得的关于正撞击的计算公式及其图解法，在研究自动武器各机构构件的运动时，可以广泛采用。此时，只是应该考虑各机构构件在撞击时的具体条件，并采取与所讨论情况出入最小的假設。

例如，計算自动机对机匣的撞击时，可以认为机匣在撞击时是固定不动的，即 $V_2 = V'_2 = 0$ 和 $M_2 = \infty$ (图152)。这时，自动机在撞击后的反跳速度将为：



图152 枪机对机匣撞击的第一方案。



图153 枪机对机匣撞击的第二方案。

$$V'_1 = -kV_1 \quad (7)$$

式中 V_1 ——自动机在撞击前的速度。

假設被撞击物体的质量为无穷大时，就可以由 (8) 式导出这个等式。它适合于质量 B 在撞击后固定不动的条件。

但是，也可以在計算这一撞击时，认为机匣是自由的，其质量为 M_2 ，撞击前的速度为零 (图153)。根据这一假設，自动机在撞击后的速度将为：

$$V'_1 = -V_1 \frac{1 - \frac{M_1}{M_2}}{1 + \frac{M_1}{M_2}} \quad (8)$$

式中 M_1 和 M_2 ——自动机的质量和机匣的质量。

比較由 (7) 式和 (8) 式計算的結果，就可看出它們是完全不相同的。

例如，当 $k = 0.4$ ， $\frac{M_1}{M_2} = 0.15$ 时，根据 (7) 式可得： $V'_1 =$

$-0.4V_{A0}$ ，而根据 (8) 式則得： $V'_A = -0.217V_{A0}$ 。

应当指出，公式 (8) 所給出的結果，比較接近于实际的撞击条件，因为当枪架上固定机枪的零件之間有間隙时，假設机枪在撞击时是自由的，要比假設它是絕對牢固地固定；更符合实际情况。

在利用上述各公式計算自动武器各机构构件在撞击后的速度时，应当考虑到撞击构件可能有各种各样的状态，并且撞击是在几个平面內发生，而不是象圓球以球面相撞那样簡單。

实际机构构件相互撞击的这些特点，可以相应地改变恢复系数 b 的数值来加以考虑。根据对各式自动武器中自动机工作的大量实验研究的结果，在鋼制零件相撞时，除了某些特殊的撞击情况以外，一般可以近似地取恢复系数为 0.4。因此，在研究实际机构构件的撞击时，如果缺乏关于恢复系数的实验数据，建議取恢复系数 $b = 0.4$ 。

在研究自动机对机匣的撞击时，我們曾假設枪机与枪机框是一个整体。但有时，在自动机各部分撞击时（例如，枪机框和枪机在后方撞击机匣时），枪机可以对枪机框有少許的纵向移动。在这种情况下，撞击现象与枪机就和枪机框硬性联接时的情况完全不同。

例如，后座时，枪机可以对枪机框发生大小等于間隙量 $\Delta = 1$ 毫米的位移。

这种位移可以是朝向一个方向的（如图 154 所示），因为枪机受枪机框的制動，而枪机框又受复进簧的制動。

由于有間隙 Δ ，枪机在撞击机匣后，又反跳回来撞击枪机框。撞击枪机框之后，又反跳回去再撞击机匣，然后，又再一次撞击枪机框。

这样一来，枪机可能多次的連續撞击机匣和枪机框，以致把枪机和枪机框的动能几乎完全耗尽，使枪机框和枪机复进运动的初速接近于零，这种情况相当于，在上述計算中使恢复系数趋近

于零。

現在要說明在這種情況下如何運用 (3) 式和 (4) 式。

如退令機匣硬性固定，槍機和槍機框到達後方位置時的速度為 V_A (圖 154 a)，則槍機在撞擊機匣後的速度將為 $V_B = -bV_A$ (式中 b 是恢復係數)。槍機隨後就以這一速度撞擊槍機框 (圖 154 b)。

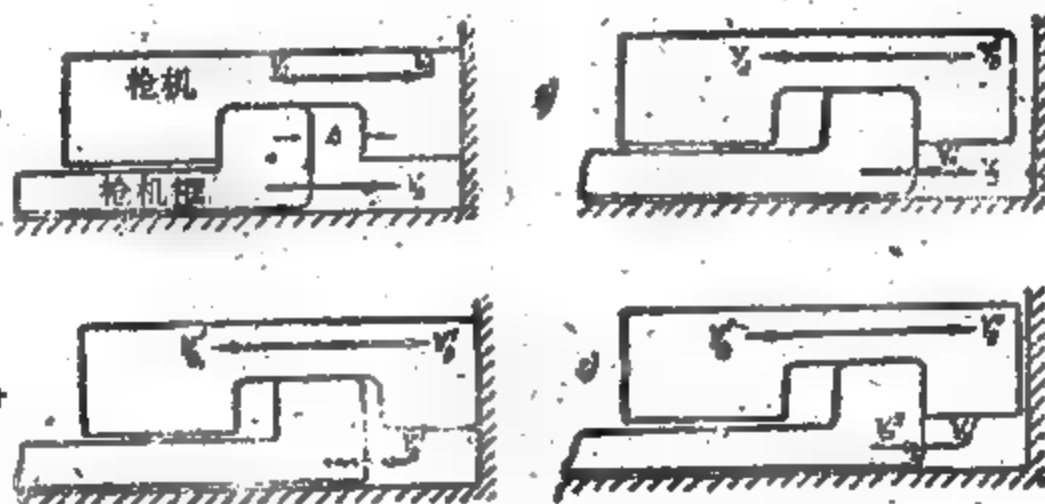


圖154 槍機和槍機框連續撞擊圖。

如果在槍機框的很小位移 Δ 上，忽略復進簧的功，並認為在相互撞擊時，槍機框和槍機是自由的，則在槍機撞擊槍機框時，槍機框的速度將為 V_A 。槍機框和槍機在第一次相互撞擊後的速度可以按下列公式求出：

$$V'_B = -bV_A + (V_A + bV_A)CM_A \approx V_A \quad (9)$$

$$[(1+b)CM_A - b],$$

$$V'_A = V_A - (V_A + bV_A)CM_B = V_A \quad (10)$$

$$[1 - (1+b)CM_B],$$

式中 $C = \frac{1+b}{M_A + M_B} \quad (11)$

M_A 和 M_B ——槍機框的质量和槍機的质量。

這次撞擊之後，槍機又以 V'_B 的速度撞擊機匣 (圖 154 c)，得速度 $V'_{B1} = -bV'_B$ ，然後槍機又以此速度 (V'_{B1}) 第二次撞擊槍機框，這時槍機框的速度為 V'_A (圖 133 d)。

枪机框和枪机在第二次相互撞击后的速度可按类似的公式求出:

$$V_A'' = V_A' - (V_A' + bV_B')CM_B \quad (12)$$

$$V_B'' = -bV_B' + (V_A' + bV_B')CM_A \quad (18)$$

这样的撞击可以重复发生, 并且可根据类似的公式求出枪机和枪机框在每次相互撞击后的速度。

枪机和枪机框在连续发生的每次撞击之后的速度, 也可以用上述图解法求出。

在枪机第一次撞击机匣之后, 枪机框和枪机的速度取为 V_A 和 V_B , 这两个构件即以此速度进行撞击。撞击后的速度可用上述图解法求出。求速度 V_A' 和 V_B' 的图解见图 155, 在此图上, 为了进一步作图方便起见, 取线段 $cq = nm$ 。求出了与速度 V_A' 和 V_B' 成正比的线段之后, 就可以用解析法求出与枪机在撞击机匣之后的速度 $V_{B1}' = -bV_B'$ 成比例的线段。图上由 O' 点起向左截取这一线段。枪机和枪机框在下一次撞击时的速度为 V_A' 和 V_{B1}' , 我们将与这些速度成比例的线段向下移动, 如图 155 所示, 即由向量 V_{B1}' 的末端作一直线平行于 pq 而与 cp 相交, 且作 $O'O_1$ 平行于 pq 。

为了求出枪机框和枪机在第二次撞击后的速度, 我们以 c_1q_1 为边作一正方形, 然后再按上述步骤进行类似的作图。

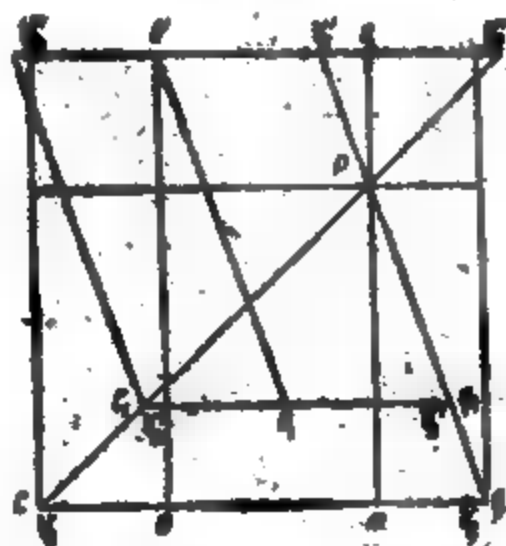


图155 求枪机框和枪机在枪机撞击机匣后的速度之图解法。

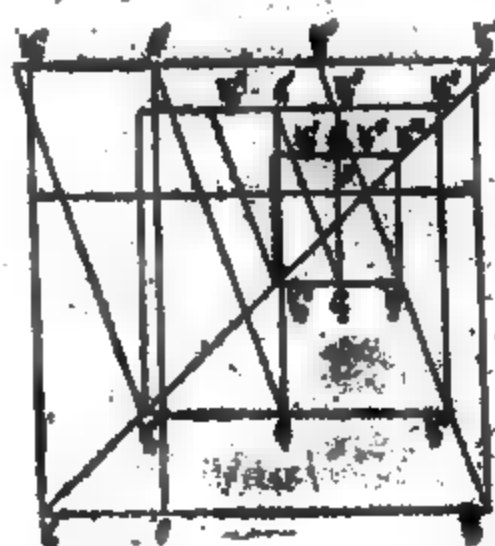


图156 求枪机框和枪机在枪机几次撞击机匣后的速度之图解法。

由作图可以看出, 对第二个正方形保持 P 点不动时, 则各线段的比例仍维持原来的关系而与质量和恢复系数成正比。于是在求枪机框和枪机在以后各次撞击中的速度时, 都可以应用上述方法进行。

图 156 说明如何求枪机框和枪机连续撞击三次后的速度。这种撞击可以用来降低自动机的射击频率, 以及保证机匣、枪机框和枪机的强度。

实际上, 自动机的活动部分以很小的速度离开后方位置时, 就可以保证活动部分在复进过程中的速度不大, 因而就增加了自动机的运动时间, 降低了它的射击频率。这种降低射击频率的方法不会降低自动机工作的可靠性, 因为自动机活动部分到达最后方位置时的速度很大, 即使摩擦力增大, 也能保证枪机框后退到位。

让枪机多次撞击机匣, 较之枪机和枪机框一同撞击机匣, 能较好地保证各零件的强度。因为让枪机多次撞击机匣时, 撞击部分只承受整个撞击冲量的一部分。

我们将讨论一个具体的例子, 来说明枪机在后方位置多次撞击对自动机工作的影响。

假设, 枪机和枪机框同时以 $V_1 = 2.7$ 米/秒的速度到达后方位置, 并撞击机匣的凸出部。此时, 枪机框对枪机可以有 $\Delta = 1$ 毫米的纵向位移。假设枪机框与枪机的质量之比为:

$$\frac{M_1}{M_2} = 3.5。$$

取恢复系数为 $b = 0.4$ 。

考虑到枪机框在几次撞击枪机时的位移很小, 我们忽略复进簧在此位移上所作的功。

利用 (9) 式和 (10) 式, 可求出枪机框和枪机在第一次撞击后的速度为:

$$V_1' = 1.5 \text{ 米/秒}, V_2' = 3.1 \text{ 米/秒}。$$

其次, 根据 (12) 式和 (13) 式, 可求出枪机框和枪机在第

二次撞击后的速度为:

$$V_A'' = 0.5 \text{ 米/秒}, V_B'' = 1.6 \text{ 米/秒}.$$

同样可以算出枪机框和枪机在第三次撞击后的速度为:

$$V_A''' = 0.1 \text{ 米/秒}, V_B''' = 0.7 \text{ 米/秒}.$$

这些速度相差不大。

如果假设最后一次撞击是非弹性的, 就可以得出枪机框和枪机在这次撞击后的共同速度为 $V_{A,B} = 0.24 \text{ 米/秒}$ 。

枪机框和枪机以这一速度撞击机匣凸出部, 然后共同以

$$V'_{A,B} = -bV_{A,B} \approx 0.1 \text{ 米/秒}$$

的速度开始向前复进。

求本例中枪机框和枪机在三次相互撞击后的速度的图解法如图 156 所示。

根据所得的结果, 可以求出枪机框和枪机在每次撞击前的位移, 和它們在两次撞击之间的运动时间。求这些量最方便的方法是图解积分法。

为此, 我們取一直角坐标系 (图 157), 沿横坐标轴按比例 α_t 标出时间 t ; 沿纵坐标轴按比例 α_x 标出枪机和枪机框在最后位置上的坐标 y 和 x , 按比例 α_v 标出它們的运动速度。

如果取枪机框和枪机向前运动的方向为正, 则速度 V_A 和 V_B 的图解将如图 157 所示。由于不考虑复进簧的作用, 故速度 V_A 和 V_B 可取为常数。有了 $V_A = f(t)$ 和 $V_B = f(t)$ 的图解之后, 用一般的图解积分法, 就可以求出枪机和枪机框的坐标在第一次撞击时的相应改变量。

为此, 由坐标原点向上截取线段 Oa , 此线段按比例 α_x 表示間隙 Δ 。很明显, $Oa = \frac{\Delta}{\alpha_x}$ 。由坐标原点向左截取线段 Op , Op 按下等式确定:

$$Op = \frac{\alpha_x}{\alpha_v \alpha_t}.$$

用直线将 p 点和 c 点与 d 点连接起来, 并由 a 点和 O 点分别作直线平行于 pc 和 pd , 此二线交于 b 点。

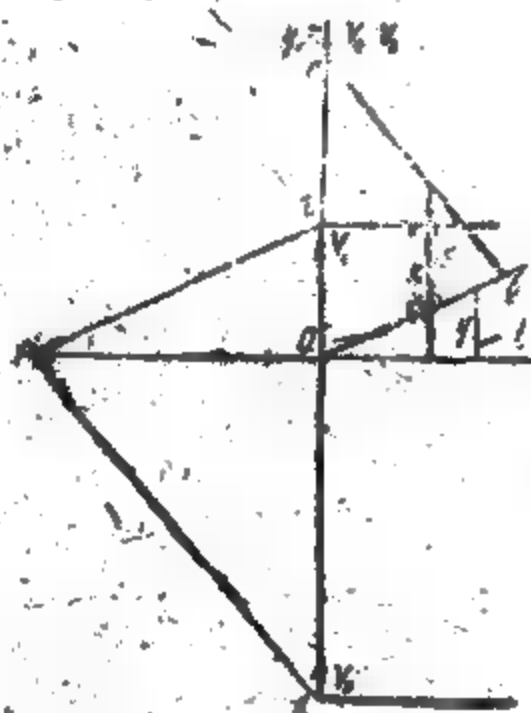


图157 求枪机框和枪机在第一次撞击后的位移的图解法。

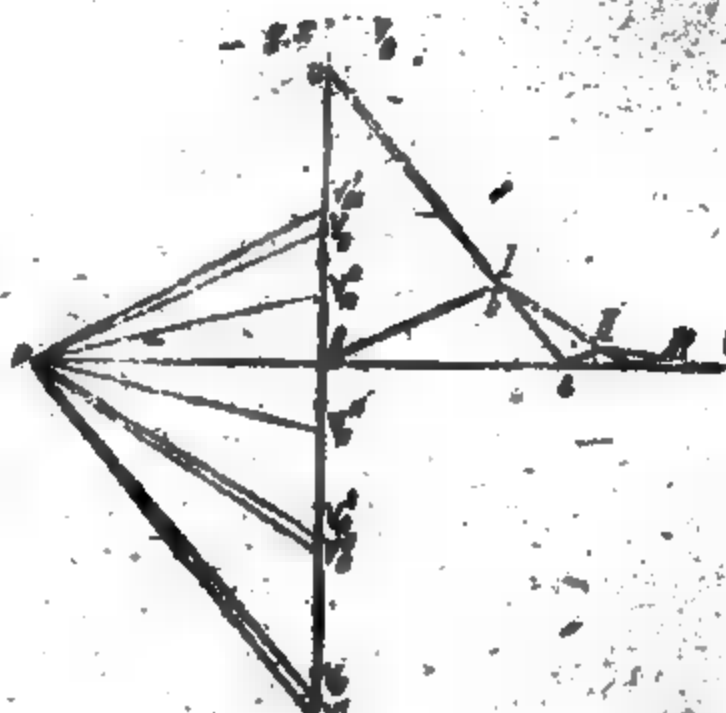


图158、求枪机框和枪机在五次射击时的位移的图解法。

綫段 ab 和 Ob 表示在第一次相互撞前枪机框的座標 x 和枪机的座標 y 的变化情形，而 b 点标出撞击的瞬間。撞击后，枪机框和枪机的速度为 V'_x 和 V'_y 。

进行类似的作图，可以求出枪机撞击枪匣的时间，还可以研究以后各次撞击时的运动。

在图 158 上作出三次撞击的图解。利用所求得的图解，可求出每次撞击时枪机框离后方位置的距离和它的运动时间（见下表）。

枪机相对枪机的摆动次数	I	II	III
枪机距后方位隙的距离	0.29毫米	0.07毫米	0.07毫米
运动时间	0.00025秒	0.00039秒	0.00047秒

由表可以看出，枪机框和枪机連續几次撞击的时间很短，并且在第二次撞击时，枪机框离其后方位置的距离就已很小。因此，如我們在前面所作的一样，可以只計算前面两三次撞击。

現在我們再研究一種在自動機中經常碰到的撞擊情況——开

鎖以後槍機框對槍機的撞擊。在這種撞擊情況下，計算的公式、方法和結果，也主要決定於用什麼樣的略圖來代替實際機構和採用什麼樣的假設。

槍機框和槍機往往在撞擊之後就一起運動，因為它們的相對運動受到機構結構的限制。

• 如果假設槍機框和槍機在撞擊之後，立即形成硬性聯接，這種情況與絕對非彈性體的撞擊情況相同，可以按照(3)式和(4)式來計算槍機和槍機框的速度，取 $b=0$ 。實際上，在撞擊之後，槍機常常要對槍機框作少許的位移(十分之幾毫米)，位移的大小決定於聯接中的間隙

(圖159)，而在槍機和槍機框一起運動的過程中，有發生連續撞擊的可能性。

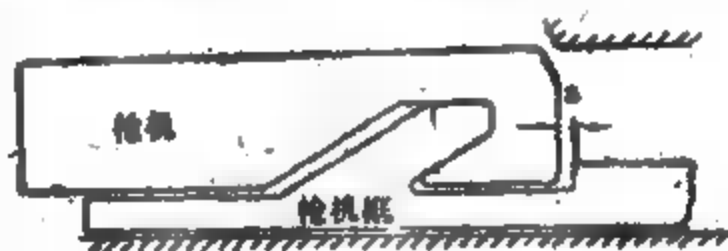


圖159 槍機框撞擊槍機的略圖。

因此，就必須檢查把這種撞擊看作絕對非彈性體撞擊的假設是否正確。

現在我們就研究一下槍機對槍機框多次連續撞擊的情況。考慮到槍機和槍機框的相對位移很小，可以認為槍機對槍機框的多次連續撞擊是在很短的時間內進行的，在此時間內，槍機和槍機框共同運動的絕對位移也很小。

根據這一假設，可以認為槍機和槍機框在撞擊時的運動是自由運動，而不考慮復進簧的影響。

如果用 V_A 表示槍機框在第一次撞擊槍機前的速度(圖160, a)並且認為槍機在這一瞬間的速度等於零，則在第一次撞擊後，槍機框的速度 V'_A 和槍機的速度 V'_B 可用下式算出：

$$V'_A = V_A \left(1 - \frac{b+1}{1 + \frac{M_A}{M_B}} \right) \quad (14)$$

和

$$V'_B = V_A \frac{b+1}{1 + \frac{M_B}{M_A}} \quad (15)$$

式中 M_A 和 M_B ——枪机框和枪机的质量。

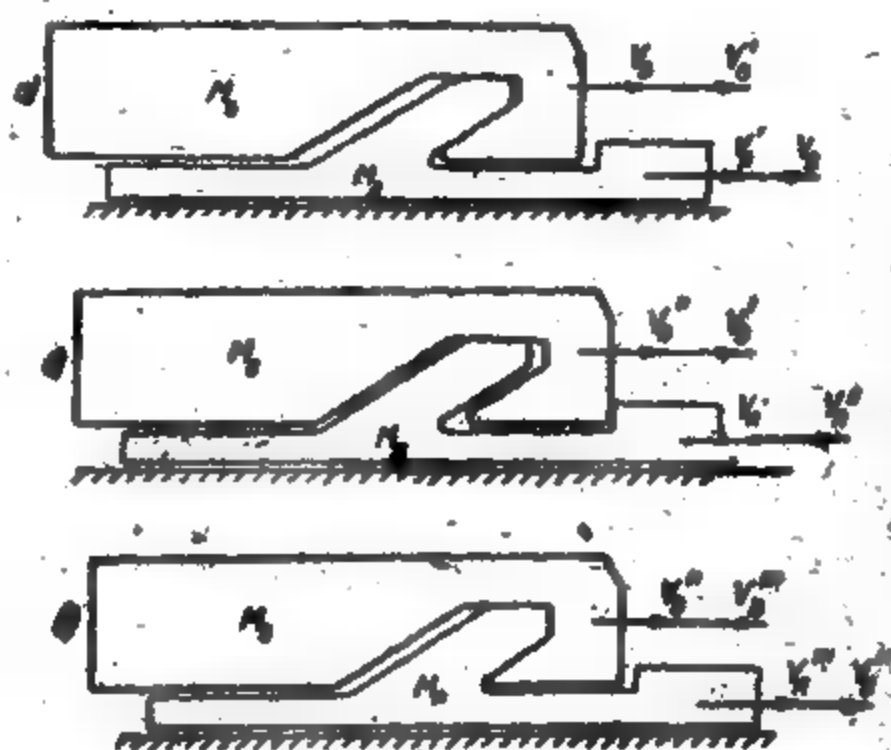


图160 枪机框对枪机的三次连续撞击略图。

将 (14) 式和 (15) 式改写成下列形式，较为方便：

$$V'_A = V_A(1-A), \quad (16)$$

$$V'_B = V_A B, \quad (17)$$

式中

$$A = \frac{b+1}{1+\frac{M_A}{M_B}}, \quad B = \frac{b+1}{1+\frac{M_B}{M_A}}.$$

把所求得的速度值 V'_A 和 V'_B 代入 (3) 式和 (4) 式，就可得出枪机框和枪机的速度：

1) 第二次撞击后 (图160 б)

$$V''_A = V_A(1-A+Ab), \quad (18)$$

$$V''_B = V_A(B-Bb); \quad (19)$$

2) 第三次撞击后 (图160 в)

$$V'''_A = V_A(1-A+Ab-Ab^2), \quad (20)$$

$$V'''_B = V_A(B-Bb+Bb^2); \quad (21)$$

3) 第 n 次撞击后

$$V^{(n)}_A = V_A[1-A\{1-b+b^2-b^3+\dots+(-b)^{n-1}\}], \quad (22)$$

$$V_{f^{(n)}} = V_A B [1 - b + b^2 - b^3 + \dots + (-b)^{n-1}] \quad (23)$$

假設槍機框和槍機撞擊無窮多次，則得：

$$V_A(\infty) = V_A \left(1 - \frac{A}{b+1}\right)$$

$$V_B(\infty) = V_A \frac{B}{b+1}$$

把 A 和 B 的值代入這些公式中，得

$$V_A(\infty) = V_B(\infty) = V_A \frac{M_A}{M_A + M_B} \quad (24)$$

假設槍機框和槍機為完全非彈性體，也可以由(3)式和(4)式求得這一表达式。

由此可以作出結論：假設槍機和槍機框在撞擊時為完全非彈性體，與槍機和槍機框在共同運動過程中發生若干次連續撞擊的事實沒有矛盾。並且當它們在較短的時間內發生無窮多次撞擊時，這個假設就能夠更精確地反映實際撞擊條件。

實際上，槍機和槍機框的撞擊次數不是無窮多，它顯然不會超過3~5次撞擊。然而，在這種情況下，(24)式也能夠相當精確地反映出實際撞擊條件，因為由於 b 的高次方的影響很小，在前面3~5次撞擊以後的撞擊不會有很大的影響。

在研究槍機和槍機框的連續撞擊時，曾假設它們在各次撞擊之間的運動不受外力的影響。

實際上，自動武器中相互連續撞擊的零件，在運動時必有一個零件或兩個零件可能承受外力的作用。

例如，槍機或槍機框在連接時發生連續撞擊，這時，它們在運動過程中還承受有復進簧的內力和火藥氣體壓力的作用。

所以，為了判斷是否可以採用這一假設，必須查明撞擊零件在多次相互撞擊時的位移。

如果這些位移很小，而且外力在這些位移上的功與運動零件的功能比較起來也很小，那麼就可以採用這一假設。撞擊零件在多次相互連續撞擊時的運動，可以當作是物體的自由運動。

茲以某一利用槍機傾斜閉鎖的機構為例，研究槍機框和槍機

在碰撞时产生第二次撞击。

设 枪机在第一次撞击时的速度 $V_A = 12$ 米/秒；

枪机在第二次撞击时的速度 $V_B = 0$ ；

枪机相对质量 $M_A = 0.0615$ 公斤·秒/米；

枪机的质量 $M_B = 0.056$ 公斤·秒/米；

恢复系数 $b = 0.1$ ；

枪机和枪机框的相对位移 $\Delta = 0.001$ 米；

求枪机框在第四次撞击时的绝对位移。

在图 161 上，我们用图解法求第二次撞击后的速度 V_A' 和 V_B' 。作图时，取线段 ca 和 mn 相等。在同一图上，为了求出第二次撞击后的速度，我们以 c_1q_1 为边作一正方形。从作图上可以看出，新的正方形（以 c_1q_1 为边的）中各线段的意义，和以 ca 为边的正方形一样。它是大正方形在图面上转了 180° 以后的翻版。

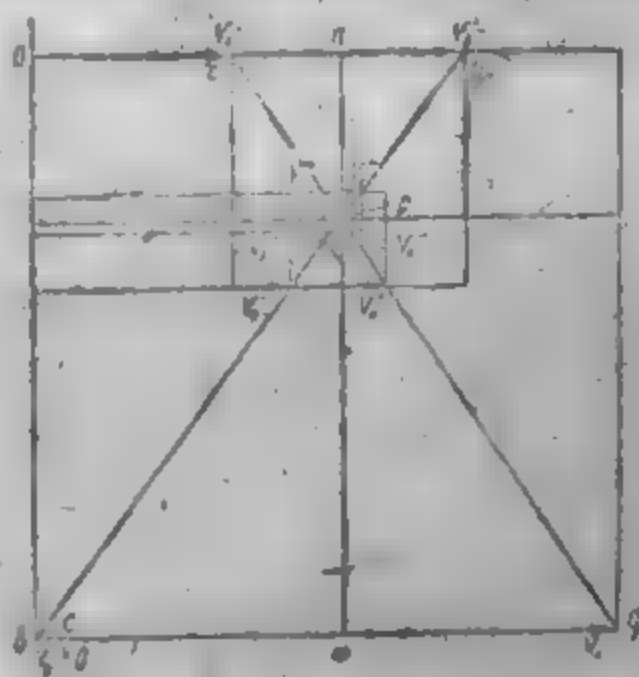


图 161 枪机框和枪机几次撞击的图解。

所以，在新的正方形（以 c_1q_1 为边）上求速度 V_A' 和 V_B' 的全部作图，自然与在第一个正方形上求速度 V_A 和 V_B 的作图法相似。

在图 161 上，标出了速度向量 V_A' 和 V_B' 的端点，并且还作了两个求 V_A'' 、 V_B'' 、 V_A''' 、 V_B''' 的正方形。所有这些速度向量都由一个共同的端点 OO 开始。

由图 161 可以看出，撞击的次数增加时，速度 $V_A(\infty)$ 、 $V_B(\infty)$ 的向量端点逐渐接近于 P 点。

对端点在 P 点上的速度向量 V_{AB} ，可得下列等式：

$$\frac{V_{AB}}{V_A} = \frac{M_A}{M_A + M_B} \text{ 或 } V_{AB} = V_A \frac{M_A}{M_A + M_B}。$$

这个等式是在非弹性撞击的情况下，求撞击后速度的计算式（ $b = 0$ ）。因此，由图解作图中同样可以看到，在枪机和枪机框多次相互撞击后，其终结速度，可以利用两个非弹性体撞击后的速度公式进行计算。

根据上述研究，可以求得枪机框和枪机在第四次撞击后的速度等于

$$V_A'' = 6.4 \text{ 米/秒}, V_B'' = 6.3 \text{ 米/秒}。$$

此例说明，仅在第四次撞击后，枪机框和枪机的速度就几乎相等了，这就证明我们可以取 $b = 0$ 来求撞击机件在撞击后的速度。

实际上，在 $b = 0$ 时，枪机框和枪机在撞击后的速度可按下列式求出：

$$V_{AB} = V_A \frac{M_A}{M_A + M_B} = 6.3 \text{ 米/秒}。$$

在这种撞击条件下的动能损失为：

$$\Delta E_A = \frac{1}{2} \frac{M_A V_A^2}{1 + \frac{M_A}{M_B}} = 2.1 \text{ 公斤} \cdot \text{米}。$$

在这种情况下，全部动能损失等于非弹性撞击时的动能损失。

实际上，枪机框在撞击前的动能为：

$$E_A = \frac{M_A V_A^2}{2} = 4.42 \text{ 公斤} \cdot \text{米}。$$

枪机框和枪机在撞击后的动能为：

$$E_{AB}' = \frac{M_A \left(1 + \frac{M_B}{M_A}\right) V_{AB}^2}{2} = 2.32 \text{ 公斤} \cdot \text{米}。$$

因此， $\Delta E = E_A - E_{AB}'。$

前面所求得的、不考虑约束的非理想性时的各个公式，在求自动武器中撞击零件的速度时可以广泛运用。但在某些情况下，不能假定约束为理想约束。

現在讓我們研究一下自动武器中各零件之間的这样一种撞击情况：在这种情况下，如果不考虑約束的非理想性，就会严重地歪曲計算結果。自动机活动部分在最后方位位置上对枪尾部的撞击，当枪机框撞击枪尾时和撞击可使閉鎖零件楔开时，就属于这种情况。

在德普式机枪和 ZB-26 式机枪中，自动机活动部分在最后方位位置上的撞击，可以作为这种撞击的例子。

图 162 是德普式机枪的自动机在后方位位置上撞击枪尾时的原理图。由图可以看出，当枪机框撞击枪尾时，閉鎖卡铁在机匣內向两侧张开，因此，在它与机匣接触的部位上产生了摩擦力。

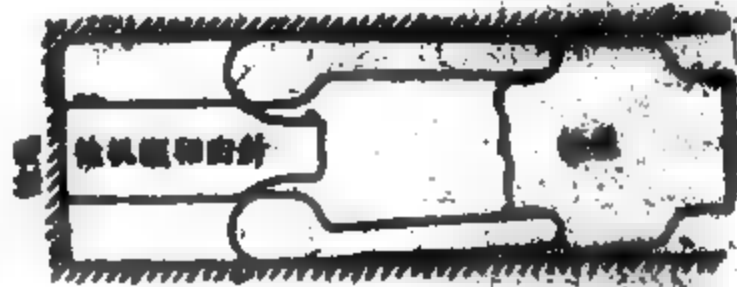


图162 德普式机枪中活动部分撞击枪尾原理图。

如果认为在撞击时枪机框施于枪尾上的压力，可以转换为作用时间有限的冲量 I_p ，就可以把撞击分作两个时期来研究——枪机框的制动时期及其反向加速时期。

假设閉鎖卡铁、枪机框和枪机之間在撞击时沒有相对位移，自动机的活动部分在制动时期的运动就可以用下列公式表示：

$$\eta_1(M_p + M_s)V_0 = I_0,$$

式中 M_p 、 M_s ——枪机框的质量，枪机和閉鎖卡铁的质量；

η_1 ——考虑摩擦的系数，习惯上称为冲量效率。

如果以相应的冲量反作用来代替各个約束（图162、163）就可以分別写出枪机框和枪机的动量方程式为：

$$M_p V_0 = I_0 - 2I(\cos \alpha + f \sin \alpha),$$

$$M_s V_0 = 2I(\cos \alpha + f \sin \alpha) + 2fI_0.$$

因此之外，对于作用在一个閉鎖卡铁上的冲量約束反作用也可以写出如下的等式：

$$I_0 = I(\sin \alpha - f \cos \alpha),$$

或者，在求冲量约束反作用时忽略摩擦力，该关系便可写为：

$$I_0 = I \sin \alpha。$$

利用此等式，可以将前面得出的动量方程式写作下列形式：

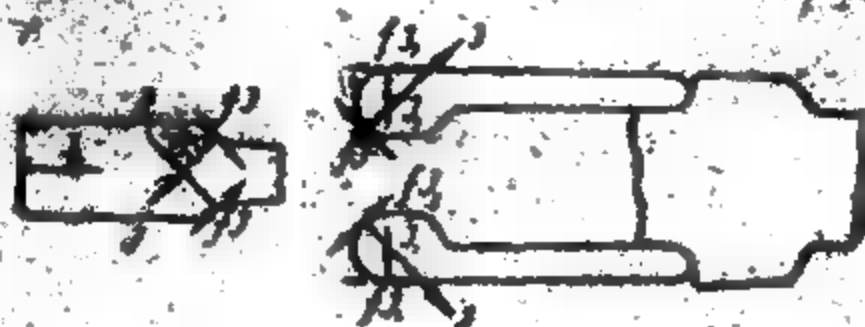


图163 以撞击反作用代替约束之后的撞击略图●。

$$\eta_1 (M_p + M_0) V_0 = I_0; \quad M_p V_0 = I_0 - 2I (\cos \alpha + f \sin \alpha);$$

$$M_0 V_0 = 2I (\cos \alpha + 2f \sin \alpha)。$$

由这些方程式，可以求得

$$\eta_1 = 1 - \frac{f \operatorname{tg} \alpha}{\left(1 + \frac{M_p}{M_0}\right) (1 + 2f \operatorname{tg} \alpha)}。$$

同样可以得出在枪机框反向加速时期内的冲量效率计算式

$$\eta_2 = 1 - \frac{f \operatorname{tg} \alpha}{\left(1 + \frac{M_p}{M_0}\right) (1 - 2f \operatorname{tg} \alpha) - f \operatorname{tg} \alpha}。$$

为了说明如何运用这些公式，我们以德普式机枪中枪机框和枪机对枪尾的撞击为例来加以研究。

利用下列数据求出冲量效率 η_1 和 η_2 ：

$$\frac{M_p}{M_0} = 2.32; \quad \alpha = 60^\circ; \quad f = 0.15,$$

$$\eta_1 = 1 - \frac{f \operatorname{tg} \alpha}{\left(1 + \frac{M_p}{M_0}\right) (1 + 2f \operatorname{tg} \alpha)} = 0.95,$$

$$\eta_2 = 1 - \frac{f \operatorname{tg} \alpha}{\left(1 + \frac{M_p}{M_0}\right) (1 - 2f \operatorname{tg} \alpha) - f \operatorname{tg} \alpha} = 0.83。$$

现在我们要说明如何在自动机活动部分撞击后的速度计算公式中考虑这些冲量效率。

● 图163上以虚线表示第二个时期内的冲量切向反作用。

如果在撞击时没有因摩擦而损失动能，那么在撞击的第一和第二时期内，活动部分动量的变化可用下式表示：

$$(M_p + M_s)V_0 = \frac{I_{\Sigma}}{1+b},$$

$$(M_p + M_s)V_1 = \frac{I_{\Sigma}b}{1+b},$$

式中 V_0 和 V_1 —— 活动部分在撞击前后的速度；

I_{Σ} —— 撞击时作用在活动部分上的总冲量；

b —— 恢复系数。

在撞击时，如果因摩擦而损失动能，则由枪尾部作用在枪机框上的总冲量为 I_{Σ} ，考虑到摩擦力时，活动部分动量的变化可用下式表示：

$$(M_p + M_s)V_0 = \frac{I_{\Sigma}}{(1+b)\eta},$$

$$(M_p + M_s)V_1 = \frac{I_{\Sigma}b\eta}{1+b},$$

式中 V_0 —— 活动部分在撞击前的速度；

V_1 —— 考虑摩擦损失时，活动部分在撞击后的速度。

以第一式除第二式得：

$$\frac{V_1}{V_0} = b\eta_1\eta_2,$$

但撞击后的速度与撞击前的速度之比等于新的恢复系数。

因此，

$$b_1 = b\eta_1\eta_2.$$

在考虑由于摩擦而损失动能时，可用此式求出自动机活动部分撞击的恢复系数。

对其他式样的枪机闭锁机构（例如枪机偏转闭锁的机构），亦可利用类似的方法去研究自动机活动部分的楔开撞击。

对上面所研究的例子来说，

$$b_1 = 0.4 \times 0.83 \times 0.95 = 0.32.$$

§3 机构构件的斜撞击

本节将研究机构中转动构件或在平面内不同方向上移动的构

件之间的撞击。为了计算机构构件在这种情况下的运动情况，可以利用已知的斜撞击理论。

如果自由物体受到撞击（图 164）而物体重心又在撞击线上，那么研究撞击物体的运动时，可以认为有某一冲量 I 和冲量矩 I_r 作用在该物体的重心上，其中 r 是由物体重心到撞击线的距离。



图164 对自由物体撞击的略图。

在这种情况下，动量方程式为：

$$\left. \begin{aligned} M_A(V'_{Ax} - V_{Ax}) &= I_x \\ M_A(V'_{Ay} - V_{Ay}) &= I_y \\ M_A(\omega' - \omega)\rho^2 &= I_r \end{aligned} \right\}, \quad (25)$$

式中 V_{Ax} , V_{Ay} , V'_{Ax} , V'_{Ay} ——撞击前后物体重心的速度在坐标轴上的投影；

ω , ω' ——撞击前后物体对其重心的角速度（物体作平面运动）；

M_A ——物体质量；

I_x , I_y ——冲量在坐标轴上的投影；

ρ ——物体对重心的回转半径；

r ——由物体重心到冲量 I 的作用线之距离。

(25)式中有三个未知数： V'_{Ax} , V'_{Ay} , ω' 。如果已知冲量 I 的大小，有了这三个方程式，通常就可以求出这些未知数。

— 有时候要求确定自由刚体在撞击后的回转中心。确定此点的位置有很大的实际意义，因为任何作平面运动的物体，都有一个通过其回转中心而垂直于运动平面的固定回转轴，在撞击时，轴不将任何载荷传给此回转轴。

利用(25)式可以証明，撞击时自由刚体回轉軸的位置可按下列式求出：

$$c = \frac{\rho^2}{a}, \quad (26)$$

式中 ρ ——物体对重心轉动慣量的回轉半徑；

a ——物体重心离撞击綫的距离；

c ——物体重心和回轉軸間的距离，这两点間的联綫垂直于撞击綫。

(26)式是研究自由物体承受撞击时的运动的公式，它不能直接用以研究机构构件的运动，因为各机构构件都不是自由体。然而，在研究整个武器的运动或机构中单个构件的运动时，这个公式仍然可以解决某些个别的问题。

例如，利用(26)式就可以近似地确定手枪在射击时的回轉軸心。这个问题在估計預期的射击密集度时，是很重要的。

考虑到彈丸在膛內运动的极短的时期內，射手手上的阻力相当小，射击时的手枪可以当作膛底承受火药气体压力冲量作用的自由物体看待。

在这种情况下，手枪在射击时繞以回轉之O点的位置(图165)可按下列式求出：

$$c = \frac{\rho^2}{a}$$

式中 a ——枪膛軸綫到手枪重心的距离；

c ——手枪回轉軸到重心的距离；

ρ ——手枪对重心的回轉半徑。

由这一公式，可以看出：为了减少彈丸在膛內运动时期內手枪的轉动角度，必須尽量增大 c 值，要做到这一点，可用减小 a 值的办法，也就是使手枪的重心接近于枪膛軸綫。

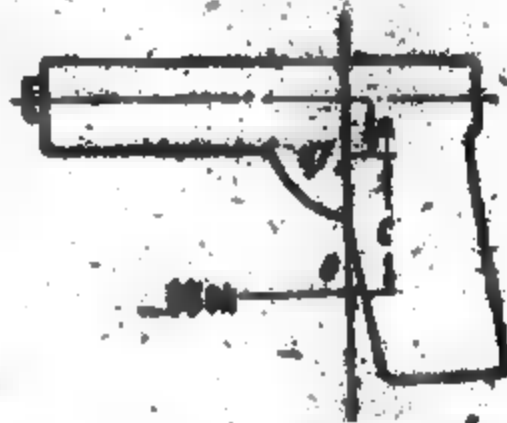


图165 射击时手枪回轉軸位置的确定。

在研究繞固定軸回轉的機構構件的運動時，也可以運用(26)式。例如，利用這個公式，能夠確定打發機構中打錘的位置，使該軸在撞擊打針時完全不受撞擊反作用力（圖166）。

為此，只須滿足下列條件：

$$c = \frac{\rho a}{a}$$

式中 ρ —— 打錘對其重心的回轉半徑；
 a —— 打針軸線到打錘重心的距離；
 c —— 打錘回轉軸距其重心的距離。

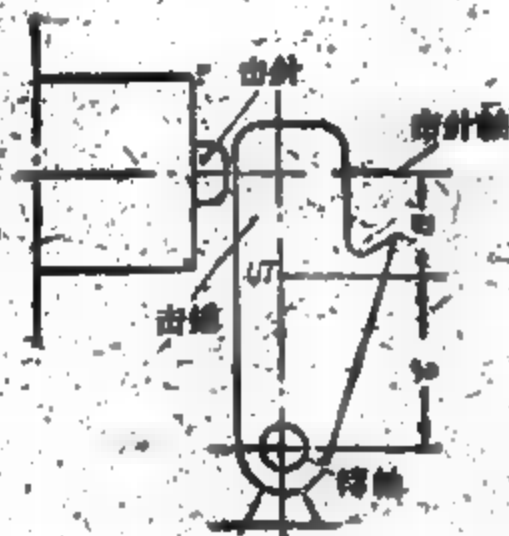


圖166 打錘軸位置的確定。

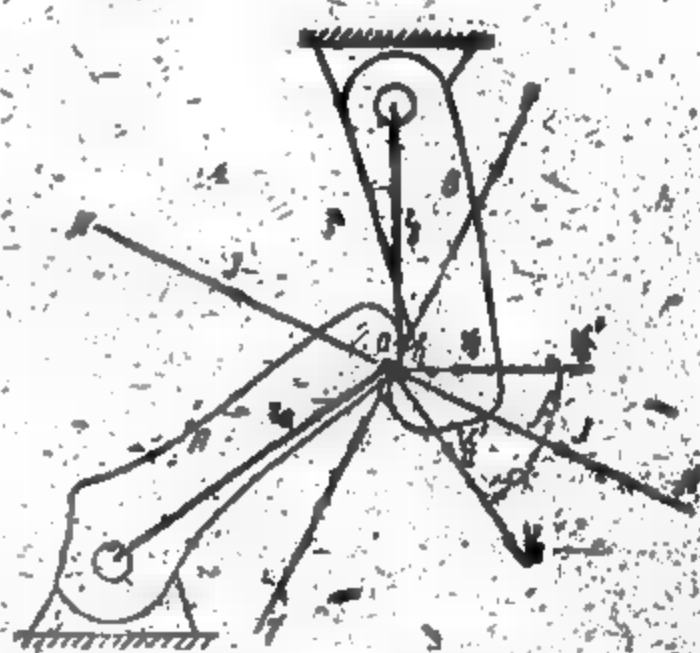


圖167 繞固定軸回轉的兩構件之撞擊。

如果沖量的作用是由于在平面內自由運動的物體 B 撞擊的結果，那麼為了研究物體 A 和 B 在撞擊時的運動，除了(26)式以外，還要有三個方程式，用以確定物體 B 在撞擊後的回轉角速度及其重心的速度的投影。在知道沖量 I 的大小和方向時，就可以寫出這些方程式。

但是在兩物體撞擊時，無論是沖量 I 的大小或方向都不知道。

為了確定此沖量的大小和方向，我們採用下列假設：

- 1) 取撞擊表面的法線為撞擊沖量的方向。
- 2) 撞擊點在撞擊前后的相對速度，在撞擊表面的公法線上。

(在撞击点上的)的投影之比, 是一个仅仅决定于撞击体的材料的常数, 并等于撞击恢复系数。

撞击理论的这些基本原理完全适用于绕固定轴回轉的物体的撞击情况。

图 167 是绕固定轴回轉的两个实际机构构件的撞击略图。

运用替换质量理论, 可以将此略图化为机构原理图(图168), 在这个图上每一构件的质量都集中在撞击时的接触点上。

在这种情况下, 用一个替换质量来代替绕固定轴回轉的构件之所以可能, 是因为在理想约束时我们不计算铰链上(或者一般地说在任何导轨上)所产生的撞击反作用力。在不计算这些撞击反作用力时, 为了使替换质量与实际机构构件的质量等值, 只须使各构件对回轉轴的轉动惯量与替换质量对回轉轴的慣量相等即可。在替换质量只是由一个构件式时, 各机构以替换质量来代替实际机构构件的质量, 可以任意选择替换点的位置。

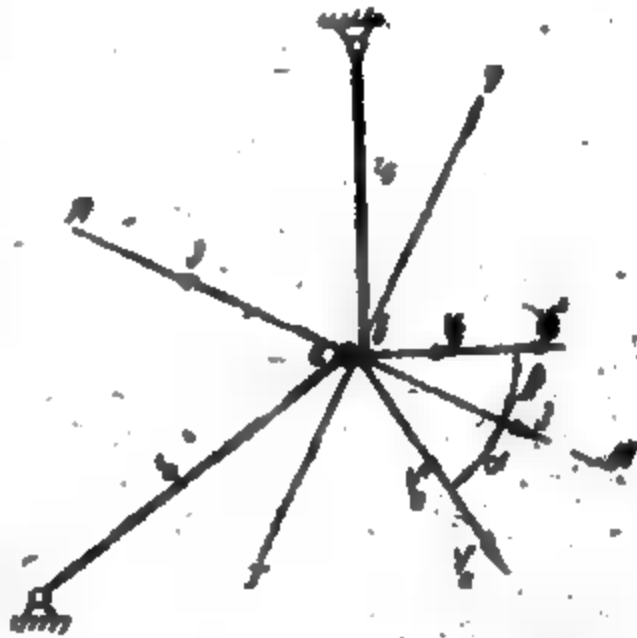


图168 繞固定轴回轉的两构件的撞击略图。

对于 168 图上的略图, 可以写出下列动量矩方程式:

a) 对于构件 A

$$r_a m_a (V_a - V'_a) = r_a I \cos \alpha;$$

6) 对于构件 B

$$r_b m_b (V'_b - V_b) = r_b I \cos \beta; \quad (27)$$

$$\text{对于恢复系数} \quad b = \frac{V'_a \cos \beta - V'_b \cos \alpha}{V_a \cos \alpha - V_b \cos \beta}, \quad (28)$$

式中 m_a 和 m_b —— 构件 A 和 B 的替换质量;

$V_a; V_b; V'_a; V'_b$ —— a 点和 b 点在撞击前后的速度;

r_a, r_b —— a 点和 b 点距回轉軸的距离;

I ——撞击冲量。

由(27)式和(28)式可以消去未知冲量 I , 并求出 a 点和 b 点在撞击后的速度。

求 a 点和 b 点在撞击后的速度时, 引用下列符号较为方便:

$$\frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = k. \quad (29)$$

可以証實 k 是当这两个构件之間沒有撞击时, b 点对 a 点的速度比(见图169中的速度图)。

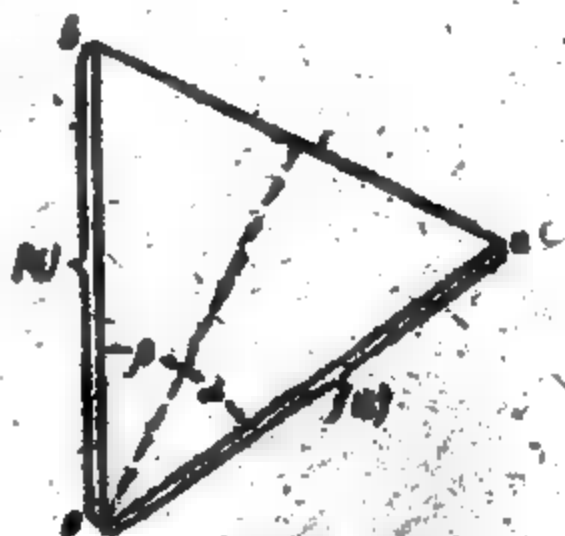


图169 速度图。

根据所取的符号, a 点和 b 点在撞击后的速度表达式将为:

$$v'_a = v_a - \frac{(v_a - v_b \frac{1}{k})(1+k)}{1 + \frac{m_b}{m_a k^2}}, \quad (30)$$

$$v'_b = v_b + \frac{(v_a k - v_b)(1+k)}{1 + \frac{m_a}{m_b k}}. \quad (31)$$

将这两个公式与(3)、(4)两式相比就可以看出, (3)式和(4)式是在 $k=1$ 时, (30)和(31)两式的特殊情况。

(30)式和(31)式是对繞固定軸回轉的两个构件的撞击导出的, 但是它們可以推广到机构构件撞击的其他許多情况中去(例如两个在同一平面內沿不同方向移动的构件的撞击情况, 平移构件和繞固定軸回轉的构件相撞击的情况等等)。

利用(3)、(4)两式与(30)、(31)两式相似的地方, 可以写出斜撞击时动能损失的表达式:

$$\Delta E = \frac{1}{2} \frac{m_a m_b}{m_a + m_b k^2} (1 - b^2) (v_a k - v_b)^2. \quad (32)$$

下面将研究一些在分析自动武器各机构构件运动时运用撞击理论的例子。

图 170 是一开锁枪机的实际机构略图，该机构是根据侧倾原理闭锁的。图 171 是这个机构的原理图，在此图上用替换质量代替了机构的构件。

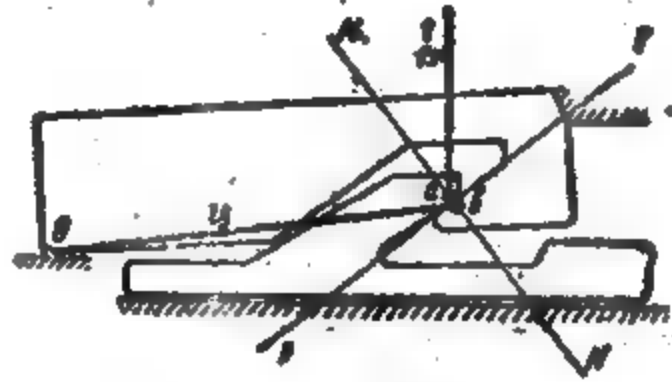


图170 枪机框在开锁时撞击枪机的略图。

为了计算枪机和枪机框在撞击后的速度，必须：

1. 取枪机和枪机框的接触点为替换点，用替换质量代替枪机的质量。

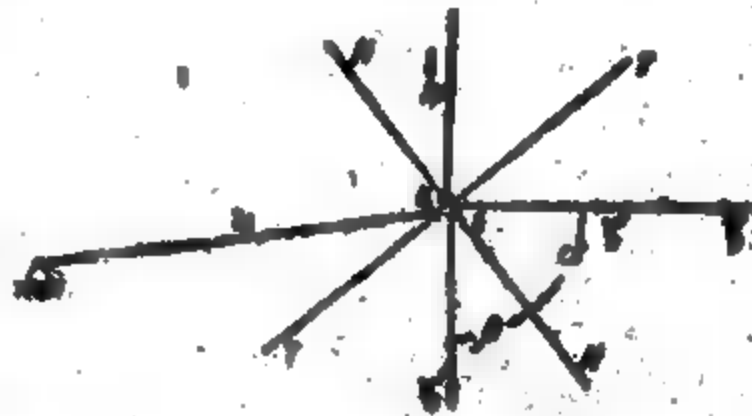


图171 枪机框在开锁时撞击枪机的原理图。

在这种情况下，枪机的替换质量为

$$m_a = M_a \frac{\rho_a^2}{r_a^2}, \quad (33)$$

式中 M_a ——枪机的质量；
 ρ ——枪机对回转轴的回转半径；
 r_a —— a 点距回转轴的距离。

2. 用集中在枪机和枪机框接触点 (a 点) 上的替换质量代替枪机框的质量。在这种情况下，替换质量与枪机框质量相等；

$$m_a = M_b. \quad (34)$$

3. 作极速度图 (图172) 量取图 171 中的角度来确定 b 点对 a 点的传速比。

4. 按照 (30) 和 (31) 式确定撞击后 a 点和 b 点的速度。

现在我们就研究一个枪机框在开锁时撞击枪机的例子 (图

170)。

設已知:

槍機框的質量

$$M_p = 0.0615 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}};$$

槍機對其回轉軸 (O 點) 的慣性

$$\text{矩 } I_p = 0.00065 \text{ 公斤} \cdot \text{米} \cdot \text{秒}^2;$$

替換質量距槍機回轉軸的距離

$$r_p = 0.06 \text{ 米};$$

槍機上 b 點對槍機框的傳速比 k

$$= 1;$$

恢復係數 $\delta = 0.4$;撞擊前槍機框的速度 $V_p = 16.7 \text{ 米/秒};$ 撞擊前槍機的速度 $V_b = 0$ 。

解:

1) 槍機的替換質量

$$m_p = \frac{I_p}{r_p^2} = 0.0164 \text{ 公斤} \cdot \text{秒}^2 / \text{米};$$

2) 撞擊後槍機框和槍機上 b 點的速度

$$V'_p = V_p - \frac{V_p(1+\delta)}{1 + \frac{m_p k^2}{m_b}} = 12 \text{ 米/秒};$$

$$V'_b = V_p k \frac{1+\delta}{1 + \frac{m_p k^2}{m_b}} = 18.7 \text{ 米/秒};$$

3) 撞擊時動能的損失

$$\Delta E = \frac{1}{2} \frac{m_p m_b V_p^2 k^2}{m_p + m_b k^2} (1 - \delta^2) = 1.43 \text{ 公斤} \cdot \text{米};$$

4) 撞擊前槍機框的動能

$$E_p = \frac{m_p V_p^2}{2} = 8.55 \text{ 公斤} \cdot \text{米};$$

5) 撞擊後槍機框的動能

$$E'_p = \frac{m_p V'^2_p}{2} = 4.42 \text{ 公斤} \cdot \text{米};$$

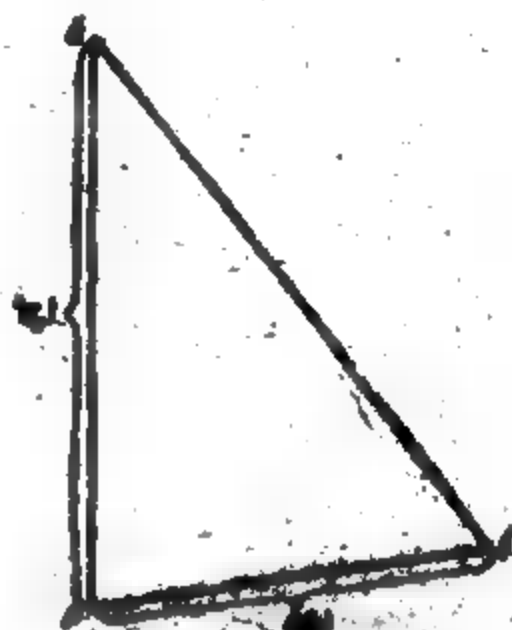


圖 171 槍機框

6) 枪机框动能的总损失

$$\Delta E_0 = E_0 - E'_0 = 4.13 \text{ 公斤} \cdot \text{米};$$

7) 撞击后枪机的动能

$$E_b = \frac{m_b V_b^2}{2} = 2.7 \text{ 公斤} \cdot \text{米}。$$

对于这个撞击情况，必须指出，枪机在撞击后所获得的动能，不能在以后利用，应包括在枪机框动能的损失之内。所以枪机框动能的总损失应等于撞击时的动能损失与枪机的动能之和

$$\Delta E_0 = \Delta E + E_b = 4.13 \text{ 公斤} \cdot \text{米}。$$

此量已在前面求得。

上述计算表明，枪机框在开锁枪机时的动能损失很大，这也是多次实验所证实了的。

由所举的例子可以看到，在两个构件直接撞击的情况下，不论它们是绕固定轴回转或者是作直线平移运动，只要它们仅有一个自由度，在以替换质量代替撞击构件和决定了传递比之后，撞击时替换点速度的计算，就与撞击的具体情况无关，都可以用(30)和(31)式进行计算。

这样一来，在把实际机构图化为上述原理图以后，利用(30)和(31)式进行计算时，对构件撞击特点的全部计算，实际上在于如何确定传递比和替换质量。

应当注意，当A、B两构件不是直接撞击而是通过若干中间构件来撞击，且这些中间构件的质量比构件A和B的质量小得很多时，还是能够采用(30)和(31)式(在采取若干假设以后)来计算。

兹以加速机构工作时枪管对枪机的撞击为例进行讨论。

枪管、枪机和加速机在撞击时的位置，如图173所示。在这一机构工作时，枪管和枪机共同运动一段路程之后，枪管就撞击加速机，加速机又将此撞击传给枪机。

忽略加速机的质量（由于它比枪机和枪管的质量小得多），就可以把这一机构在撞击时的略图转换成图174的形式。

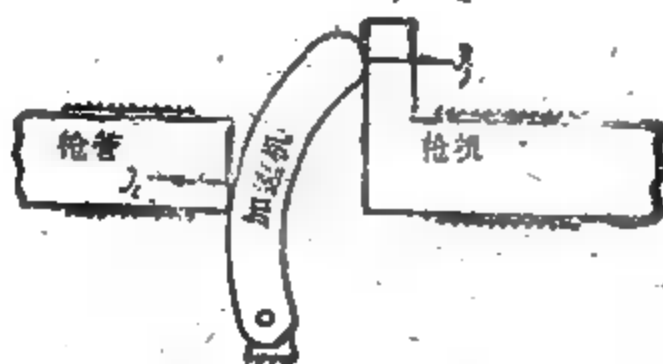


图173 加速器工作时的撞击略图。

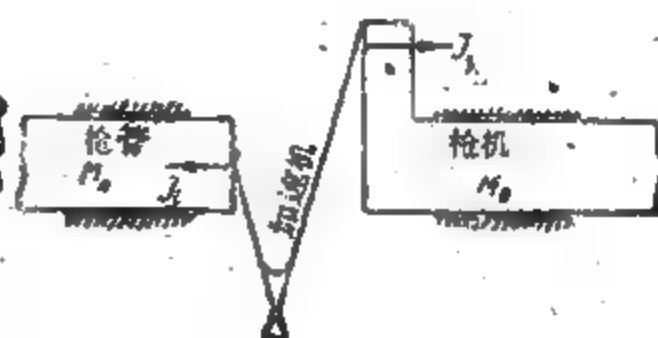


图174 加速器工作时的撞击略图。

显然，在这种情况下，撞击时作用在枪管和枪机上的冲量比值将等于枪机对枪管的传递比，亦即：

$$\frac{I_0}{I_2} = k.$$

但在研究两构件的直接撞击时，也有过这个比值。所以，如果认为在此撞击情况下恢复系数之值不变，则在两构件通过第三个构件（中间构件）撞击时，就可以运用公式（30）和（31）。

两构件直接撞击和通过中间构件撞击时，其恢复系数不变的假设，等于假设中间构件为绝对刚体。

实际上，中间构件（在本例中为加速器）是弹性体，其变形会引起恢复系数的增大。

由于有很多无法分析计算的各种各样的因素影响恢复系数的数值，故不可能用解析法来确定恢复系数的变化。

例如，在确定加速器变形的能量损失时，不仅要研究压缩变形，还要研究弯曲变形。所以，当两构件通过中间构件撞击时，应当根据对结构相类似的机构构件撞击的实验研究，来选取恢复系数。

现在我们研究一个机构中两构件通过中间构件撞击的例子。

假设，机枪的枪机加速机构和弹链供弹机构工作时，依次发生两次撞击（图175）。在这个机构中枪管是基本构件。所以，上述撞击显著地改变了枪管向后运动的速度。

设已知：

加速器工作前枪管和枪机的速度 $V_{c.3} = 3.4$ 米/秒；

枪机和枪管质量的比值 $\frac{M_g}{M_0} = 0.255$;

拨弹滑板对枪管质量的比值 $\frac{M_n}{M_0} = 0.081$;

在加速机工作瞬间, 枪机对枪管的传递比 $k_s = 2$;

拨弹滑板对枪管的传递比 $k_n = 1.6$;

试以解析法确定枪管在两次撞击后的速度和枪机在加速机工作后的速度。

解:

1. 枪管在第一次撞击后 (撞击加速机, $b = 0.4$) 的速度

$$V'_0 = V_{0.0} - \frac{V_{0.0} \left(1 - \frac{1}{k_0}\right) (1+b)}{1 + \frac{M_0}{M_g k_0^2}} = 2.2 \text{ 米/秒};$$

2. 枪机在加速机工作后的速度

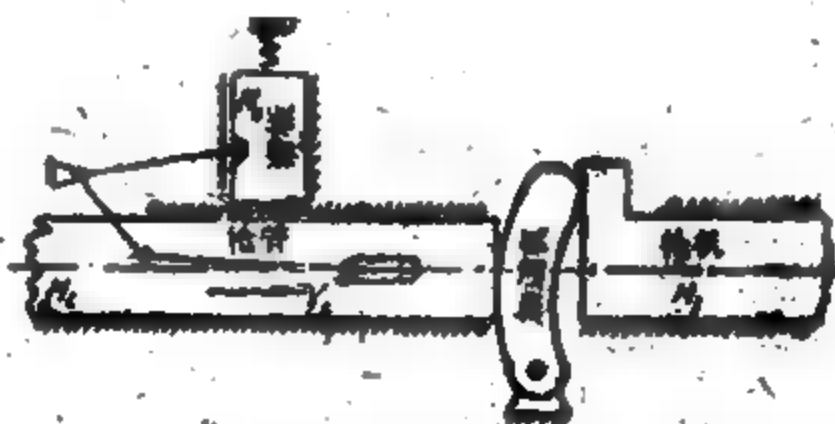


图175 加速机构和弹链供弹机构中构件的撞击略图。

$$V'_g = V_{0.0} + \frac{V_{0.0} (k_0 - 1) (1+b)}{1 + \frac{M_0}{M_g k_0^2}} = 5.76 \text{ 米/秒};$$

3. 枪管在第二次撞击 (撞击供弹机构, $V_n = 0$) 后的速度。

$$V''_0 = V'_0 - \frac{(V'_0 - V_n \frac{1}{k_n}) (1+b)}{1 + \frac{M_0}{M_n k_n^2}} = 1.67 \text{ 米/秒}。$$

把计算的结果与实验研究的结果相比较, 就可以看出: 一般

地說，計算出的槍管和槍機速度值要稍大一些。這是由於撞擊反作用力在機構付中引起的摩擦力沒有計算在內之故。

機構付中在撞擊時所產生的反作用力的精確解析計算法，實際用來研究自動武器各機構的工作，是很困難和複雜的。

但是，如果不計算撞擊時在各機構付中所產生的摩擦力，有時就會對撞擊構件的運動計算結果產生很大的影響，所以建議，像計算機構平穩工作時的摩擦力一樣，用效率來近似地考慮撞擊時摩擦力的影響。

如果在研究機構構件的運動時，要計算撞擊反作用力所引起的摩擦力，必須用這樣的略圖來代替實際機構：這種略圖能夠保證正確地確定兩個運動構件相互撞擊的部位上，及其與固定構件相連接的部位上所產生的全部撞擊反作用力。

因為這些撞擊反作用力的大小和方向，主要取決於撞擊構件質量的分布情況。所以用替換質量代替構件的質量時，必須考慮撞擊構件的運動性質，以保持構件和其替換質量在動力學上完全等值。

根據替換質量理論的已知原理，每一個作平移直線運動的構件，用一個數值上與該構件的質量相等，而集中在構件重心上的替換質量來取代，就可以保證完全的動力等值性。顯然，在這種情況下，將保證每個構件的質量及其重心位置不變。構件對其重心的慣性矩不變的條件，在這種情況下不能保證，不過在研究直線平移運動時也無此必要，因為在這種構件的運動方程式中不包含慣性矩。

對於在平面上作複雜運動的構件和繞固定軸回轉的構件而言，為了使構件和替換質量在動力學上完全等值，必須保證質量、重心位置 and 對重心的慣性矩不變。

在替換質量理論中，這些條件由四個方程式來決定，在這些方程式中，每一個替換質點都決定於三個參數：質點的两个座標及質點上集中的質量的大小。

因此，在这种情况下，为了使构件和其替换质点在动力学上完全等值，最少要取两个替换质点。

因为两个替换质点有六个参数，而这些参数又只应满足四个方程式，因此可以任意给定其中的两个参数。一般是任意选择一个替换质点的座标。

因此，在平面上作复杂运动的或绕固定轴回轉的构件，可以用两个替换质点来代替，并且可以任意选择其中一个替换质点的位置。

如果在研究绕固定轴回轉的构件的运动时，将一个替换质点安置在该构件的回轉軸上，那么（如同在研究作直线平移运动的构件的运动时一样）构件的运动就可化为一个替换质点的运动来研究。

这样就能够利用在构件平稳运动时研究摩擦力的方法，来计算撞击时所产生的摩擦力。

在研究用传动机相联接的两构件的平稳运动时，可取其效率等于作用在构件上的约束反作用力的合力在这些构件的替换质点的速度方向上投影的比值乘以傳速比。



图176 两构件的撞击略图。

同样地，在两个构件撞击时，也可以取冲量效率等于作用在撞击构件上的约束撞击反作用力的合力或撞击冲量在这些构件的替换质点的速度方向上投影的比值乘以傳速比。

例如，設有两个绕固定轴回轉的构件相撞击（图176）。根据质量替换理論，每一个构件都可以用两个替换质点来代替，其中一个安置在回轉軸上（ O_1 点和 O_2 点上）。

另外一个替换质点則在构件回轉軸与其重心的連綫上。由这

些替换质点到回轉軸的距离为 r_A 和 r_B 。

距离 r_A 、 r_B 和替换质点的大小可用下列公式求出:

$$r_A = \frac{I_A}{M_A c_A}; \quad m_A = \frac{M_A^2 c_A^2}{I_A}; \quad (35)$$

$$r_B = \frac{I_B}{M_B c_B}; \quad m_B = \frac{M_B^2 c_B^2}{I_B}; \quad (36)$$

式中 I_A, I_B ——构件对回轉軸 O_A 和 O_B 的惯性矩;

M_A, M_B ——撞击构件的质量;

c_A, c_B ——每一构件的重心到其回轉軸的距离。

撞击时, 每一构件的运动可用下列方程式来表示:

$$m_A \frac{dv_A}{dt} = -R_A, \quad (37)$$

$$m_B \frac{dv_B}{dt} = R_B \quad (38)$$

式中 v_A, v_B ——撞击时替换质点的速度;

t ——时间;

R_A, R_B ——約束撞击反作用力的合力在替换质量 m_A 和 m_B 的速度方向上的投影。

如果将虚位移原理运用于撞击反作用力 R_A 和 R_B 上, 并引用冲量效率 (η) 来考虑約束的非理想性, 就可以写出:

$$\eta R_A v_A = R_B v_B$$

或者取 $k = \frac{v_B}{v_A}$ 时, 便可写为:

$$\frac{R_A}{R_B} = \frac{k}{\eta},$$

式中 v_A, v_B ——两构件在撞击时的运动約束所确定的替换质量的速度;

k ——构件撞击时, 其替换质量之间的傳速比 (对替换质量 m_A)。

由 (37) 式和 (38) 式中消去反作用力 R_A 和 R_B 得:

$$m_A \frac{dv_A}{dt} + \frac{k}{\eta} m_B \frac{dv_B}{dt} = 0。$$

約去 dt , 并进行积分, 則得:

$$m_A \int_{V_A}^{V'_A} dv_A + \frac{k}{\eta} m_B \int_{V_B}^{V'_B} dv_B = 0$$

$$\text{或} \quad m_A(V_A - V'_A) = \frac{k}{\eta} m_B(V'_B - V_B), \quad (39)$$

式中 $V_A; V_B; V'_A; V'_B$ ——替换质量 m_A 和 m_B 在撞击前后的速度。

对于恢复系数仍取以前的表达式

$$b = \frac{V'_B - V'_A k'}{V_A k' - V_B}$$

式中 $V_A; V_B; V'_A; V'_B$ ——撞击构件的接触点 (a 和 b) 在撞击前后的速度;

k' ——撞击时接触点 (a 和 b) 之间的传递比。

利用图 176 可以确定以下各关系式:

$$\frac{V_A}{V_B} = \frac{V'_A}{V'_B} = \frac{r_A}{r_B}; \quad (40)$$

$$\frac{V_B}{V'_B} = \frac{V'_A}{V'_A} = \frac{r_B}{r_A}; \quad (41)$$

$$\frac{k}{k'} = \frac{r_A r_B}{r_A' r_B'}, \quad (42)$$

式中 $r_A; r_B$ ——撞击时构件的接触点到回转轴的距离。

利用这些关系式可将恢复系数的表达式化为下列形式:

$$b = \frac{V'_B - V'_A k}{V_A k - V_B}. \quad (43)$$

利用 (39) 式和 (42) 式, 可以得出替换质量 m_A 和 m_B 在撞击后的速度计算式和撞击时计算动能损失的公式;

$$V'_A = V_A - \frac{(V_A - V_B \frac{1}{k})(1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B} \frac{\eta}{k^2}}; \quad (44)$$

$$V'_B = V_B + \frac{(V_A k - V_B)(1+b)}{1 + \frac{m_B k^2}{m_A \eta}}. \quad (45)$$

虽然这些公式是根据两个绕固定轴回转的构件的撞击略图得出的, 但这些公式也可用以研究在平面上作直线平移运动的构件

的撞击，因为直线平移运动可以看作是回轉半徑为无穷大时的回轉运动的特殊情况。

在(43)、(44)和(45)式中引入冲量效率，对計算的结果影响很大。

在上面所举的例子中，如果引入 $\eta = 0.9$ ，利用这些公式計算的结果，得枪管和枪机在撞击后的速度为：

$$V'_0 = 1.62 \text{ 米/秒}; \quad V'_1 = 5.5 \text{ 米/秒}。$$

这些数值更符合于实验的结果。

§ 4 机构中三个构件的撞击

前面所研究的原理图，可以說明武器中各机构构件在机匣或机箱固定时的各种撞击。但是机构构件在机匣和机箱緩冲时的撞击，就不能利用前面所导出的公式进行計算。因为在这种情况下，应当研究三个构件的运动。

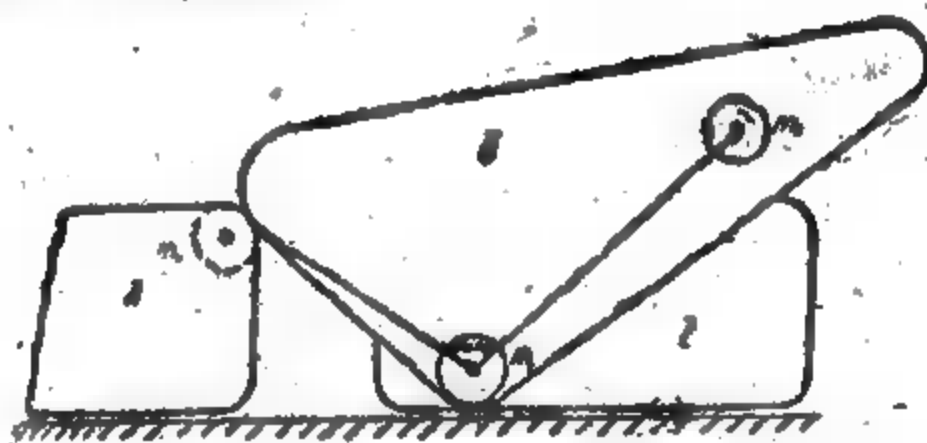


图177 三个构件的撞击略图。

根据自动武器中各机构构件的运动特点，实际机构构件的撞击，很多都可以化为图177所示的构件撞击情况。在此图中，构件 A 、 B 、 C 的质量分别集中在 A 、 B 和 C 三点上，同时，撞击前 A 、 C 两点速度的方向相同，撞击后其速度的方向不变。

在这些条件下，机构的这种撞击情况，可以用图178中的原理图来表示。图中 V_A 、 V_B 、 V_C 、 V'_A 、 V'_B 、 V'_C 各是 A 、 B 和 C 点在撞击前后的速度，而 m_A 、 m_B 、 m_C 则各是集中在 A 、 B 和 C 点上的质量。

令质点 A 和 C 在撞击时的动量增量等于对应的冲量，就可得下列方程式：

$$m_A(V_A - V'_A) = I_A \quad (46)$$

$$m_C(V'_C - V_C) = I_C \quad (47)$$

由图 178 中可以看出，撞击时， A 点和 C 点的速度只有大小的改变， B 点的速度则既改变大小，又改变方向。

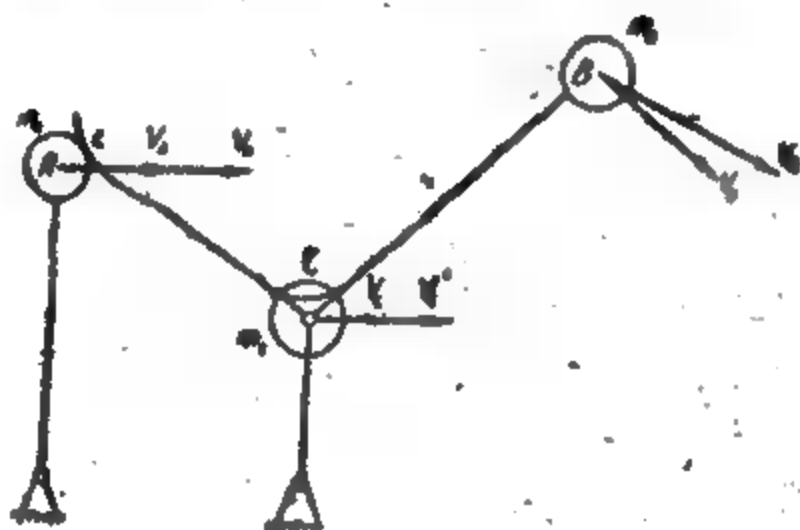


图178 三个构件撞击的原理图。

因此，冲量 I_A 和 I_C 的方向已完全确定，并与速度 V_A 、 V'_A 、 V_C 、 V'_C 的方向一致，而冲量 I_B 及速度 V_B 和 V'_B 的方向则各不相同。

所以，为了写出 B 点在撞击时的动量增量的表达式，我们不利用 I_B 、 V_B 和 V'_B ，而利用它们沿 x 、 y 两轴的分量。

选择这两个轴时，要使 x 轴的方向平行于速度 V_A 的方向， y 轴的方向平行于 B 点对 C 点的相对速度 V_{BC} (图179)。

我们把集中有质量 m_B 的 B 点作为坐标原点。

速度 V_B 和 V'_B 在 x 、 y 轴上的分量分别以 V_{Bx} 、 V'_{Bx} 、 V_{By} 、 V'_{By} 表示之，其中虚线表示撞击后的速度。

可以证实，对所取的符号，可得下列等式：

$$V_{Bx} = V_{Cx} \quad V'_{Bx} = V'_{Cx}$$

上列等式是由下面的原因而得的：速度 V_{BC} 和 V'_{BC} 是 B 点对 C 点的相对速度。所以速度 V_{Bx} 和 V'_{Bx} 的第二个分量 V_{By} 和 V'_{By} 应当分

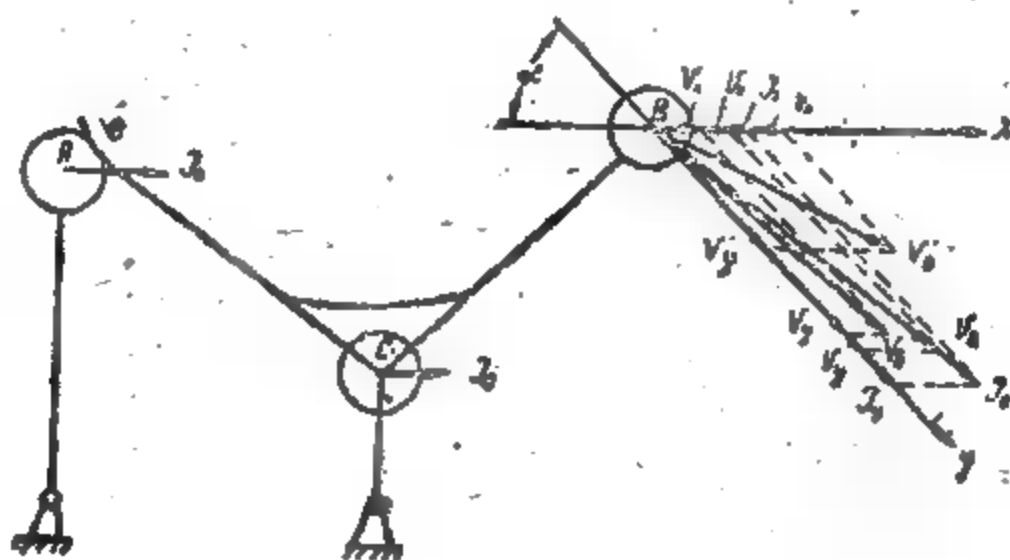


图179 冲量和速度的分解。

别等于 C 点的速度 V_C 和 V'_C 。

利用速度 V_B 和 V'_B 沿 x 和 y 轴的分量, 可以写出 B 点在撞击时沿这些轴向的动量增量的表达式:

$$m_B(V'_x - V_x) = I_x \quad (48)$$

$$m_B(V'_y - V_y) = I_y \quad (49)$$

式中 V_x 和 V'_x —— 撞击前后 B 点对 C 点的相对速度;

I_x 和 I_y —— 沿 x 和 y 轴的作用力的冲量, 是冲量 I 沿这两个轴向的分量。

为了建立冲量 I_A , I_C , I_x 和 I_y 之间的关系式, 我们研究一下构件 B 在替换质量 m_A , m_C 和 m_B 所给予的冲量作用下的平衡条件 (图180)。这些平衡条件可以根据达兰贝尔原理写出。

在理想约束的条件下, 令作用在构件 B 上的所有冲量在水平轴 x 上的投影之和等于零; 以及这些冲量对 C 点 (在 C 点上集中有质量 m_C) 的冲量矩之和等于零; 就足以写出构件 B 的两个平衡方程式。

撞击时将有冲量 I_N 由替换质量 m_A 作用在构件 B 上, 这个冲量的方向, 与构件 A 的表面在撞击点上的法线相重合。 I_N 又可以分为两个分量: 垂直分量 I_y 和水平分量 I_x 。由替换质量 m_B 作用

在构件 \overline{B} 上的冲量为 I_B ，这个冲量可以分解为两个分量：沿 x 和 y 轴的 I_x 和 I_y 。

根据冲量分解的情况，作用在构件 \overline{B} 上的所有冲量在 x 轴上的投影之和等于零的条件，可写作下列形式：

$$I_A = I_C + I_x + I_y \cos \alpha. \quad (50)$$

为了建立对 C 点（图180）的冲量矩方程式，应当预先将冲量 I_N 沿其作用线移到位于过 C 点的铅直线上的 F 点上，然后分解为 I_A 和 I_y 两个分量。

此后，可以将 I_A 、 I_x 、 I_y 等冲量的冲量矩之和等于零的条件，写作下列形式：

$$I_A h - (I_x + I_y \cos \alpha) r = 0 \quad (51)$$

$$\text{或} \quad \frac{I_A}{I_x + I_y \cos \alpha} = \frac{r}{h}. \quad (52)$$

作这个机构在构件 \overline{A} 、 \overline{B} 、 \overline{C} 之间不发生撞击时的极速度图，利用这些构件之间的运动联系，就可以确定比值 $\frac{r}{h}$ 是在 C 点（或构件 \overline{C} ）不动时， B 点对 A 点的传递比

$$\frac{v_B}{v_A} = \frac{r}{h} = \frac{v_B - v_C}{v_A - v_C} = -k, \quad (53)$$

式中 v_A 、 v_B 、 v_C —— A 、 B 和 C 点的速度，它们决定于 A 、 B 和 C 点在撞击位置上的约束条件（ v_A 和 v_C 是 A 、 C 两点的绝对速度，而 v_B 是 B 点对 C 点的相对速度）。

假设 C 点不动，利用 A 、 B 两点的极速度图，就可以求出此传递比的大小。

现在建立恢复系数的表达式。假设 C 点和 B 点之间存在有约束，并且这种约束在撞击时也不破坏，而 A 点则在撞击前后都与 B 、 C 两点没有联系。

当 B 、 C 两点之间在撞击前后存在着约束时，只能将撞击瞬间组合件和构件 A 的接触点 σ 取作撞击点。

显然，在这种情况下，可取恢复系数等于撞击点 A 和 σ 在撞

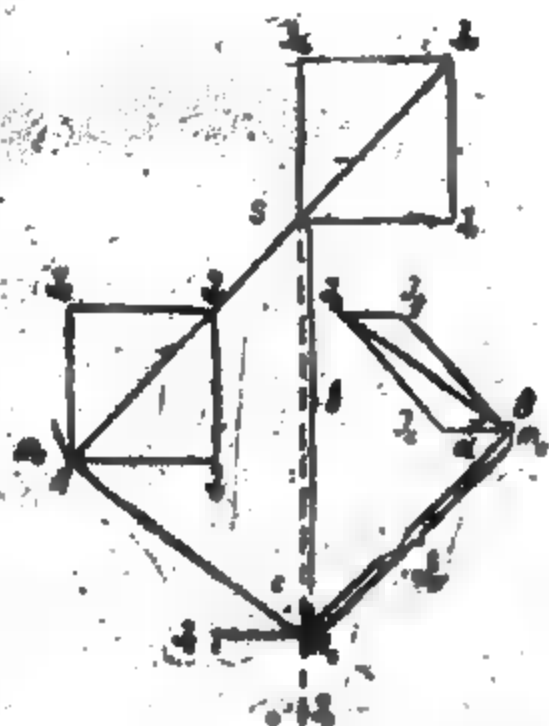


图180 冲量在构件B上的作用。

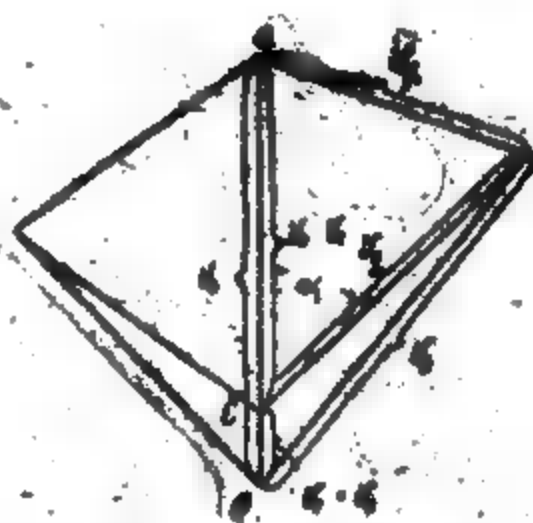


图181 速度图。

击前后的相对速度，在撞击表面上过撞击点的法线上投影的比值

$$k = \frac{V'_x \cos \gamma' - V_x \cos \beta}{V_x \cos \beta - V'_x \cos \gamma} \quad (54)$$

式中 V_x 和 V'_x —— \bullet 点在撞击前后的速度 (图182)。

为了从 (54) 式中消去 β 、 γ 和 γ' 等角度 (见图182)，我们假设有某一点 \bullet ，这一点在撞击前后与 C 、 B 两点的关系，和撞击时 A 点与 C 、 B 两点的关系相同 (图183)。

如果以 V_x 和 V'_x 表示 \bullet 点在撞击前后的速度，那么就可以建立下列等式：

$$\frac{V'_x}{V_x - V_C} = \frac{V'_x}{V'_C - V'_E} = k, \quad (55)$$

此式是直接由 (53) 式得出的，因为当 A 、 B 和 C 点之间有运动的约束时，速度 V_x 和 V'_x 可看作是 A 点的速度。

另一方面，在 \bullet 点于撞击前后与 B 、 C 两点有约束的条件下，利用速度图，就可以确定 V_x 、 V'_x 和 V_C 、 V'_C 的关系。

根据速度图 (图184)，可以写出

$$V_x \cos \gamma = V_C \cos \beta$$

$$V'_x \cos \gamma' = V'_C \cos \beta。$$

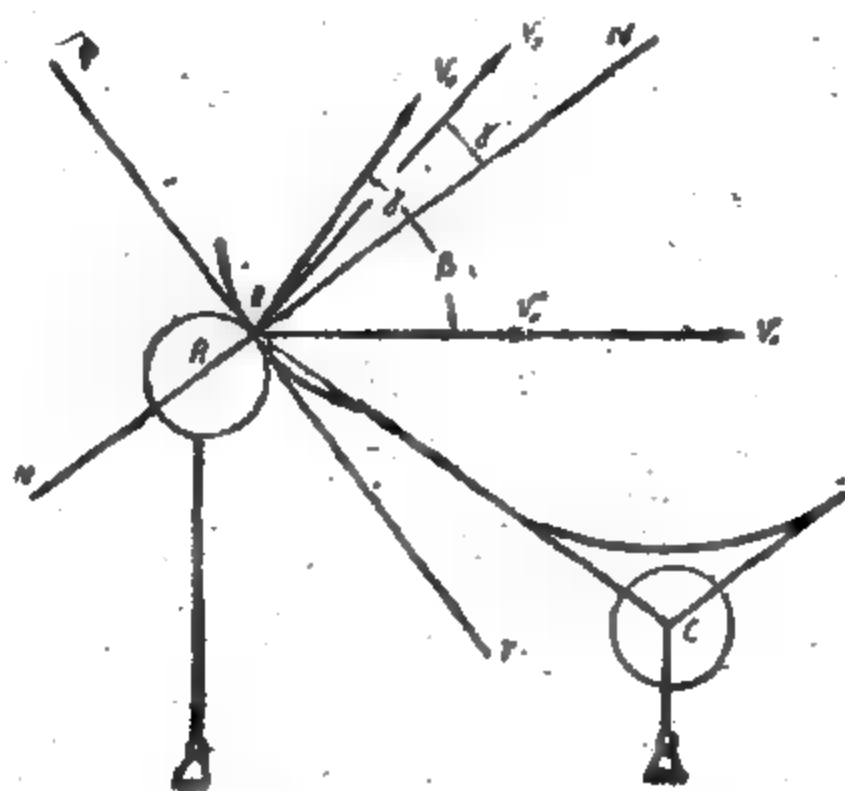


图182 A点的撞击略图。

根据这两个等式，恢复系数的表达式可写为：

$$b = \frac{V'_A - V_A}{V_A - V_C} \quad (56)$$

利用等式 (55)，可以消去 (56) 式中的速度 V_A 和 V'_A 得

$$b = \frac{V'_C - k(V'_A - V_C)}{k(V_A - V_C) - V_C} \quad (57)$$

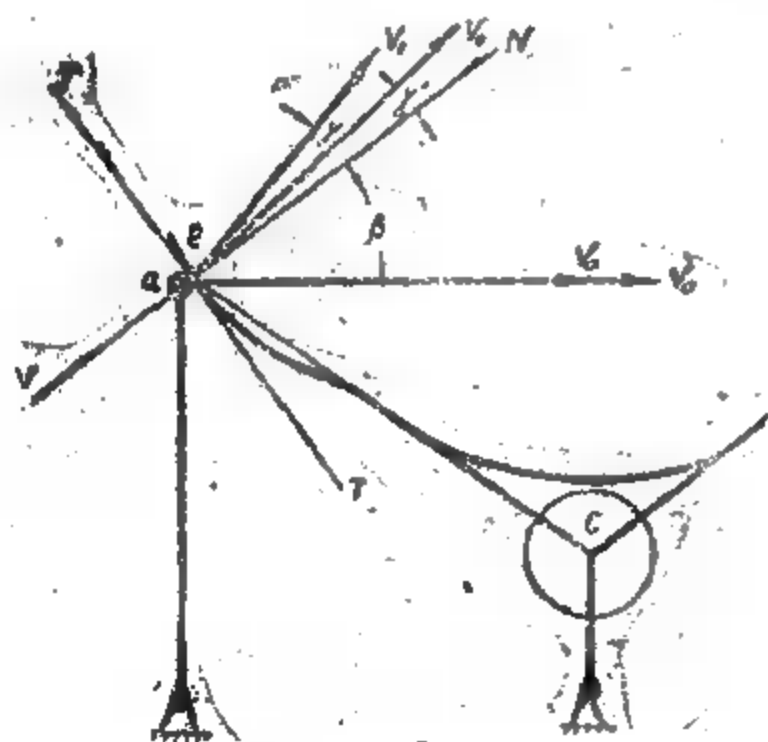


图183 确定恢复系数的略图。

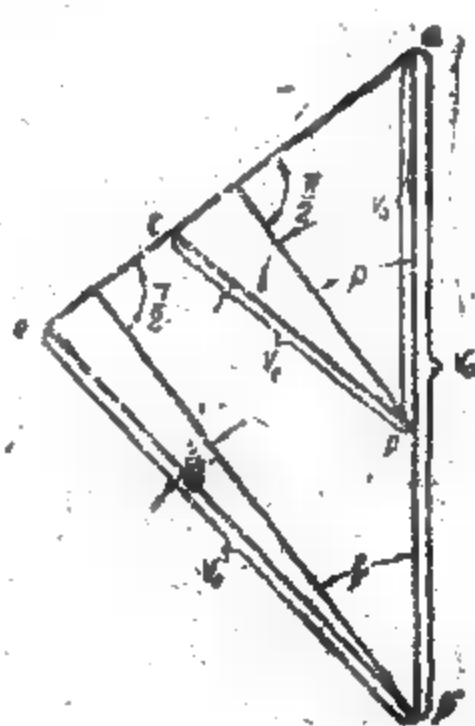


图184 极速度图。

将(46)、(47)、(48)、(49)式中的动量增量代入(50)和(52)式,以代替相应的冲量,可得:

$$m_A(V_A - V'_A) = m_C(V'_C - V_C) + m_B(V'_C - V_C) + m_B(V'_B - V_B)\cos\alpha,$$

$$m_A(V_A - V'_A) = k m_B(V'_B - V_B) + k m_B(V'_C - V_C)\cos\alpha.$$

这些表达式易于化成下列形式:

$$m_A[(V_A - V_C) - (V'_A - V'_C)] = m_0(V'_C - V_C) + m_B(V'_B - V_B)\cos\alpha, \quad (58)$$

$$m_A[(V_A - V_C) - (V'_A - V'_C)] = k m_B(V'_B - V_B) + m'(V'_C - V_C), \quad (59)$$

式中

$$m_A + m_B + m_C = m_0,$$

$$m_A + m_B k \cos\alpha = m'.$$

由(58)式和(59)式消去 $(V'_C - V_C)$,可得

$$m_A(m_0 - m')[(V_A - V_C) - (V'_A - V'_C)] = m_B(m_0 k - m' \cos\alpha)(V'_B - V_B)$$

$$\text{或} \quad \frac{k(V_A - V_C) - k(V'_A - V'_C)}{V'_B - V_B} = \frac{m_B k^2}{m_A} \left[\frac{1 - \frac{m' \cos\alpha}{m_0 k}}{1 - \frac{m'}{m_0}} \right].$$

令方括弧中

$$\frac{1 - \frac{m' \cos\alpha}{m_0 k}}{1 - \frac{m'}{m_0}} = \mu, \quad (60)$$

$$\text{可得} \quad \frac{k(V_A - V_C) - k(V'_A - V'_C)}{V'_B - V_B} = \frac{m_B k^2}{m_A} \mu. \quad (61)$$

对于恢复系数 μ 曾得到表达式(57)。将(61)和(57)两式与两个物体正碰撞时的相应表达式(1)和(2)比较,就可以发现它们相似的地方。

但是在三个物体相撞击的情况下,在(61)式和(57)式中不包含相对速度(如以前一样),而包含撞击前后的相对速度。

实际上, V_B 和 V'_B 是撞击前后B点对C点的相对速度, $V_A -$

V_c 和 $V'_A - V'_c$ 則是撞擊前後 A 點對 C 點的相對速度。

利用 (61)、(57) 兩式和 (1)、(2) 兩式相似的地方，可以寫出撞擊後相對速度 V'_y 和 $V'_A - V'_c$ 的表达式：

$$V'_y = V_y + \frac{(k(V_A - V_c) - V_y)(1+b)}{1 + \frac{m_B k^2}{m_A \mu}}, \quad (62)$$

$$V'_A - V'_c = V_A - V_c - \frac{\left(V_A - V_c - V_y - \frac{r}{k}\right)(1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B k^2 \mu}}. \quad (63)$$

利用 (58) 和 (59) 式，從中消去相對速度 $V_A - V_c$ 和 $V'_A - V'_c$ 各項，可以得 C 點在撞擊後的絕對速度。

由此求得

$$(m_0 - m')(V'_c - V_c) = (k - \cos \alpha) m_B (V'_y - V_y),$$

但由 (60) 式可得：

$$k - \cos \alpha = (\mu - 1)(m_0 - m') \frac{k}{m'},$$

因而得

$$V'_c - V_c = (V'_y - V_y) (\mu - 1) \frac{m_B k}{m'}. \quad (64)$$

由公式 (62)、(63)、(64) 即可求出撞擊後的速度 V'_A 、 V'_c 和 V'_y 。

為了求出 B 點在撞擊前後的絕對速度，應當將速度 V_c 、 V_y 和 V'_c 、 V'_y 用幾何方法相加。

應用 (62)、(63)、(64) 式時，必須首先計算速度 V'_y ，然後計算速度 V'_c ，最後才能計算速度 V'_A 。

這些公式可以化為直接求算速度 V'_c 和 V'_A 的形式。

將 (62) 式中 $V'_y - V_y$ 的表达式代入 (64) 式，經過簡單的整理之後，即可得出：

$$V'_c = V_c + \frac{\left(V_A - V_c - V_y - \frac{r}{k}\right)(1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B k^2 \mu}} \left(\frac{\mu - 1}{\mu}\right) \frac{m_A}{m'}. \quad (65)$$

利用 (65) 式和 (63) 式，可得 V'_A 的表达式：

$$v'_2 = v_2 - \frac{(v_A - v_C - v_s \frac{1}{k})(1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B k^2 \mu}} \left[1 - \frac{m_A}{m'} \left(\frac{\mu - 1}{\mu} \right) \right], \quad (66)$$

于是，为了确定该机构中各点在撞击后的速度，将有下列各式：

$$v'_2 = v_2 - \frac{(v_A - v_C - v_s \frac{1}{k})(1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B k^2 \mu}} \left[1 - \frac{m_A}{m'} \left(\frac{\mu - 1}{\mu} \right) \right]; \quad (67)$$

$$v'_C = v_C + \frac{(v_A - v_C - v_s \frac{1}{k})(1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B k^2 \mu}} \left(\frac{\mu - 1}{\mu} \right) \frac{m_A}{m'}; \quad (68)$$

$$v'_s = v_s + \frac{[(v_A - v_C)k - v_s](1+b)}{1 + \frac{m_B k^2 \mu}{m_A}}; \quad (69)$$

式中

$$\mu = 1 + \frac{m'(k - \cos \alpha)}{(m_0 - m')k}; \quad (70)$$

$$m' = m_A + k m_B \cos \alpha;$$

$$m_0 = m_A + m_B + m_{C0}$$

当 A、B、C 各点之间在撞击瞬间的位置上有运动约束，■ 时 C 点静止不动时，曾取 A、B 两点速度的比值为传递比 k 。

有时，当 A、B、C 各点之间在撞击瞬间的位置上有运动约束，同时 A 点静止不动时，取 B、C 两点速度的比值为传递比 k_1 ，将更为方便。

在这种情况下，预先根据传递比 k_1 ，求出传递比 k ，同样可以运用■面所求得的各个公式。

对于传递比 k 曾得到表达式

$$k = \frac{v_2}{v_A - v_C}。$$

传递比 k_1 的表达式可以写为：

$$k_1 = \frac{v_{21}}{v_A - v_C}。$$

这些表达式中的分子，即速度 v_s 和 v_{s1} 各不相同。这一点

可以由极速度图 (图181)中看出 (此极速度图是为 178 图中的机构略图绘制的)。

利用这些极速度图, 可以建立速度 v_y 、 v_{y1} 、 v_A 和 v_C 之间的关系式如下:

$$v_{y1}^2 = v_y^2 + (v_A - v_C)^2 - 2v_y(v_A - v_C)\cos\alpha。$$

■ $(v_A - v_C)^2$ 除此方程式, 可得

$$\frac{v_{y1}^2}{(v_A - v_C)^2} = \frac{v_y^2}{(v_A - v_C)^2} - 2\frac{v_y}{v_A - v_C}\cos\alpha + 1$$

或
$$k_1^2 = k^2 + 1 - 2k\cos\alpha。$$

当 $\alpha = 0$ 时 $k_1 = k - 1。$

当 $\alpha = \frac{\pi}{2}$ 时 $k_1^2 = k^2 + 1。$

如果已知 k_1 和 α 之值, 由这些等式就可以求出 k 量。

根据前面所得出的各个公式, 适当地加以变换, 就能够得出一系列特殊情况的计算公式。

如果角 $\alpha = 0$, 图 178 中的略图就可以画成图 185 的形式。

$\alpha = 0$ 时, 公式 (67, 68, 69) 将取较简单的形式。

在这种情况下,

$$\cos\alpha = 1; m' = m_A + km_B$$

$$k = \frac{(m_A + m_C)(k-1) + m_C}{(m_C - m_B(k-1))k}。 \quad (71)$$

在这种机构略图中, B 点和 C 点的速度是平行的, 所以用简单的代数加法, 将 C 点的速度和 B 点对 C 点的相对速度相加, 就可求得 B 点的绝对速度

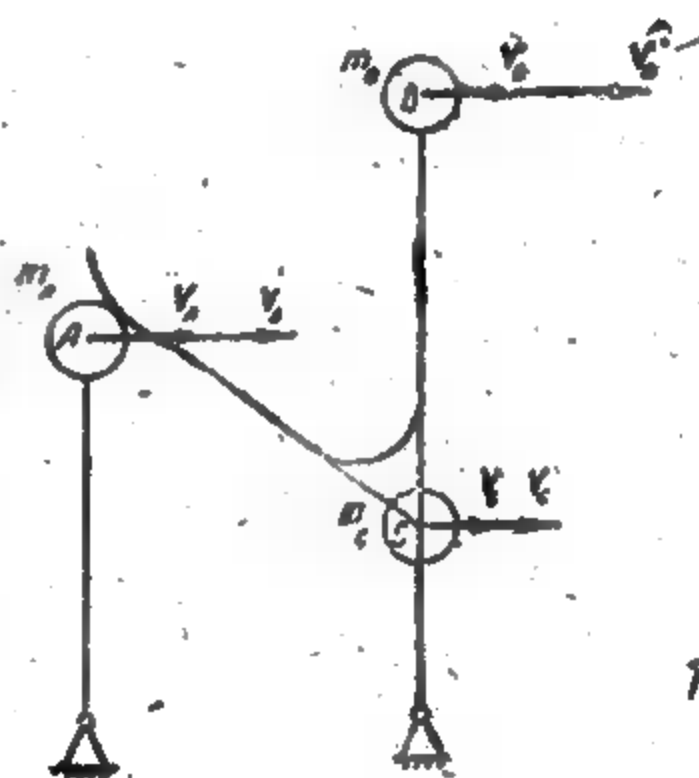


图185 $\alpha = 0$ 时的机构略图。

$$V_B = V_C + V_{B/C}$$

$$V'_B = V'_C + V'_{B/C}$$

将B点的绝对速度代入(67)、(68)和(69)式之后,可得

$$V'_A = V_A - \frac{\left(V_A - V_C \frac{k-1}{k} - V_B \frac{1}{k} \right) (1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B k^2 \mu}} \times \left[1 - \frac{m_A}{m} \left(\frac{\mu-1}{\mu} \right) \right]; \quad (72)$$

$$V'_C = V_C + \frac{\left(V_A - V_C \frac{k-1}{k} - V_B \frac{1}{k} \right) (1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B k^2 \mu}} \left(\frac{\mu-1}{\mu} \right) \frac{m_A}{m}; \quad (73)$$

$$V'_B = V_B + \frac{(V_A k - V_C(k-1) - V_B)(1+b)}{1 + \frac{m_B k^2 \mu}{m_A}} \times \left[1 + \frac{m_B}{m} (\mu-1) k \right]; \quad (74)$$

假设角 $\alpha = \frac{\pi}{2}$, 在这种条件下的机构略图将如图186所示。

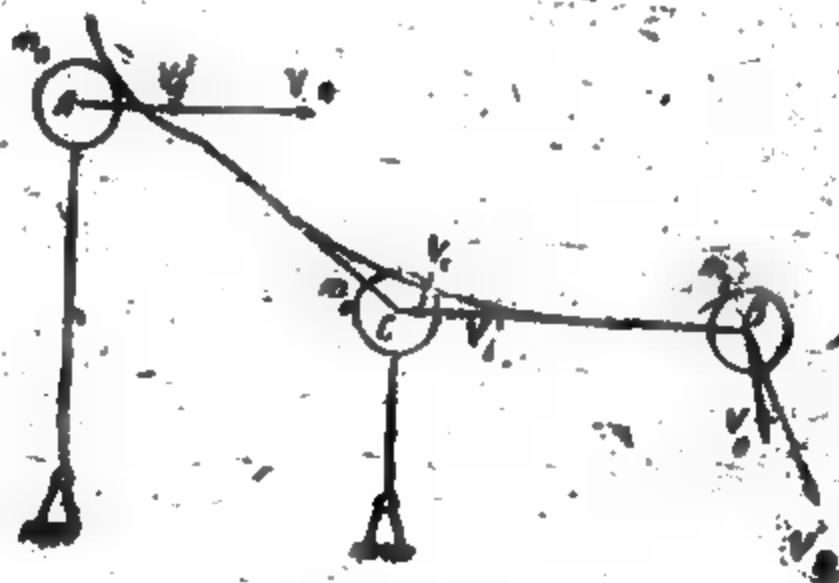


图186 $\alpha = \frac{\pi}{2}$ 时机构略图。

这时 $\cos \alpha = 0$, $m' = m_A$,

$$\mu = 1 + \frac{m_A}{m_C + m_B} = \frac{m_B}{m_C + m_B}. \quad (75)$$

对于这种略图, B点的绝对速度可按下式求出:

$$V_B = \sqrt{V_y^2 + V_C^2} \quad (76)$$

$$V'_B = \sqrt{V_y'^2 + V_C'^2}$$

如果在 (67、68、69) 式中，假设 $m_C = \infty$ ，则图 178 中所示的机构略图就可以变换为图 187 的形式。

$m_C = \infty$ 时，系数 $\mu = 1$ ，(67)、(68) 和 (69) 式就化成如下形式：

$$V'_A = V_A - \frac{(V_A - V_C - V_y - \frac{1}{k})(1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_D k^2}} \quad (77)$$

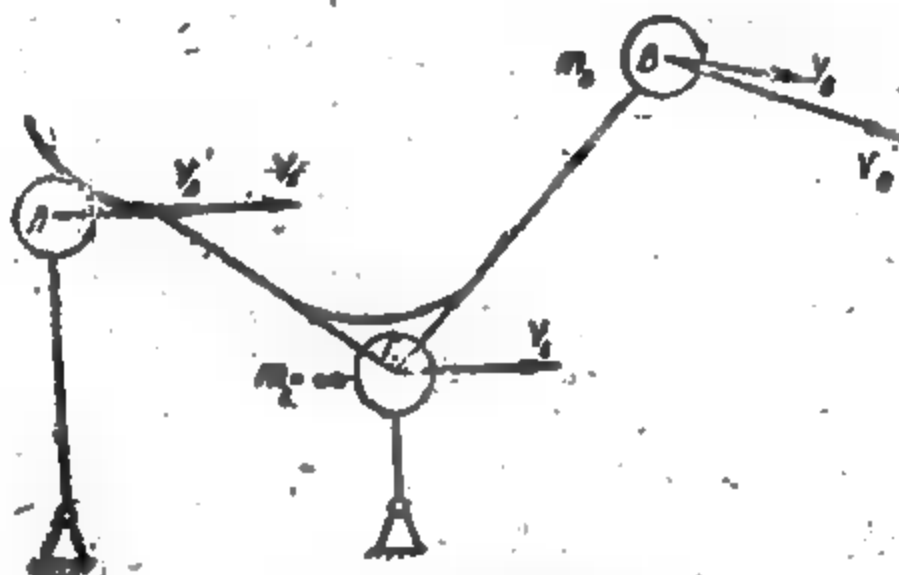


图187 $m_C = \infty$ 时的机构略图。

$$V'_C = V_C; \quad (78)$$

$$V'_y = V_y + \frac{((V_A - V_C)k - V_y)(1+b)}{1 + \frac{m_D k^2}{m_A}} \quad (79)$$



图188 $m_C = \infty$ 和 $V_C = 0$ 时的机构略图。

当 $m_c = \infty$ 和 $V_c = 0$ 时, 图 187 中的机构略图就变为图 188 的形式, 公式 (67)、(68) 和 (69) 就化为 (30)、(31) 式的形式

$$V'_A = V_A - \frac{\left(V_A - V_B - \frac{1}{k}\right)(1+b)}{1 + \frac{m_A k^2}{m_B k^2}},$$

$$V'_B = V_B + \frac{(kV_A - V_B)(1+b)}{1 + \frac{m_B k^2}{m_A}}.$$



图189 $m_c = \infty$;
 $V_c = 0$; $k = 1$;
 $\alpha = 0$ 时的机构略图。

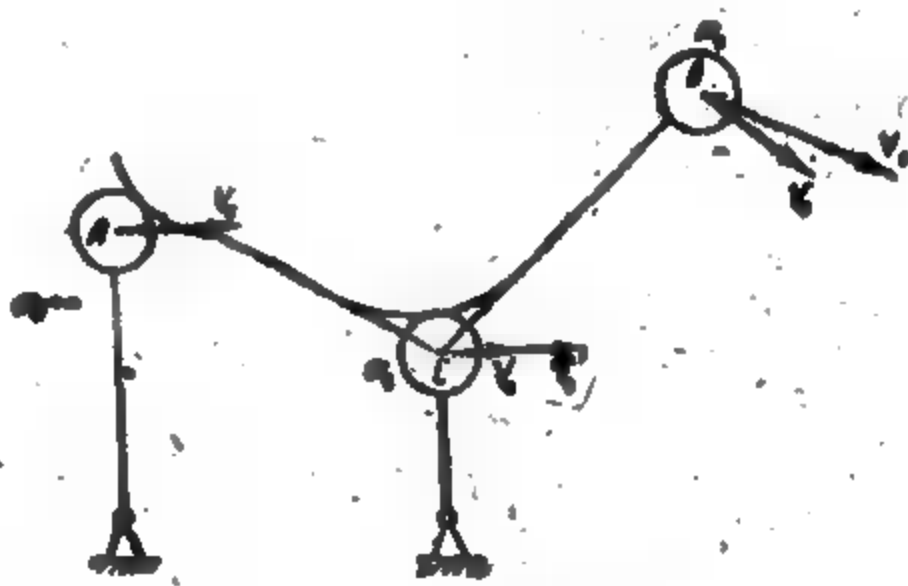


图190 $m_A = \infty$ 时的机构略图。

如果在这些公式中取 $k = 1$, 可得

$$V'_A = V_A - \frac{(V_A - V_B)(1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B}}, \quad (80)$$

$$V'_B = V_B + \frac{(V_A - V_B)(1+b)}{1 + \frac{m_B}{m_A}}, \quad (81)$$

也就是说, 这些公式与两个物体正撞击的公式相同。这也是应该想得到的, 因为在这种情况下, 机构略图可以化为图 189 的形式。

在某些情况下, 机构构件撞击时 $m_A = \infty$, 机构略图如图 190

所示。

329

当 $m_A = \infty$ 和 $k > \cos \alpha$ 时, 可得:

$$\frac{m_A}{m'} = \frac{1}{1 + \frac{m_B k \cos \alpha}{m_A}} = 1; \quad (82)$$

$$\mu = 1 + \frac{m_A + k m_B \cos \alpha}{m_B + m_C - k m_B \cos \alpha} \cdot \frac{k - \cos \alpha}{k} = \infty; \quad (83)$$

$$\frac{m_A}{\mu} = \frac{k(m_C - m')m_A}{m_0 k - m' \cos \alpha} = k \frac{m_C + m_B(1 - k \cos \alpha)}{k - \cos \alpha}。 \quad (84)$$

因此, 当 $m_A = \infty$ 时,

$$V'_A = V_A; \quad (85)$$

$$V'_C = V_C + \frac{(V_A - V_C - V_y \frac{1}{k})(1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B k^2 \mu}}; \quad (86)$$

$$V'_y = V_y + \frac{[(V_A - V_C)k - V_y](1+b)}{1 + \frac{m_A k^2 \mu}{m_B}}。 \quad (87)$$

如果 $m_A = \infty$ 时 $V_A = 0$, 则 (86) 和 (87) 式将化为:

$$V'_C = V_C - \frac{(V_C + V_y \frac{1}{k})(1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B k^2 \mu}}, \quad (88)$$

$$V'_y = V_y - \frac{(V_C k + V_y)(1+b)}{1 + \frac{m_A k^2 \mu}{m_B}}。 \quad (89)$$

如果在 $m_A = \infty$ 和 $V_A = 0$ 时, 还有 $\alpha = 0$, 则

$$\frac{m_A}{\mu} = k \frac{m_C + m_B(1-k)}{k-1}。 \quad (90)$$

将此式代入 V'_C 的表达式中, 便得:

$$V'_C = V_C - \frac{(V_C + V_y \frac{1}{k})(1+b)}{1 + k \frac{m_C + m_B(1-k)}{(k-1)m_B k^2}} \quad (90)$$

$$\text{或} \quad V'_C = V_C - \frac{[V_C + (V_C + V_y) \frac{1}{k-1}](1+b)}{1 + \frac{m_C}{m_B(k-1)^2}}。 \quad (91)$$

在 (91) 式中, k 是在构件 C 不动时, 构件 B 上的 B 点对构

件 \overline{A} 的傳速比, 而 $(k-1)$ 則是在构件 \overline{A} 不动时, 构件 \overline{B} 上的 B 点对构件 \overline{C} 的傳速比。

和前面一样, 引入符号 $k_1 = k - 1$, 則得

$$V'_C = V_C - \frac{\left[V_C + (V_C + V_y) \frac{1}{k_1} \right] (1+b)}{1 + \frac{m_C}{m_B k_1^2}} \quad (92)$$

式中 $V_C + V_y$ 是构件 \overline{B} 上 B 点的相对速度 (在 $\alpha = 0$ 时)。

利用 (88) 和 (89) 式, 可以得出撞击后绝对速度 $V'_C + V'_y$ 的表达式:

$$V'_C + V'_y = V_C + V_y - \frac{(V_C k_1 + V_C + V_y)(1+b)}{1 + \frac{m_B k_1^2}{m_C}}$$

如果在 $m_A = \infty$ 和 $V_A = 0$ 时 $\alpha = \frac{\pi}{2}$, 則

$$\mu = 1 + \frac{m_A}{m_C + m_B} = \infty;$$

$$\frac{m_A}{\mu} = m_C + m_B;$$

$$\frac{m_A}{m_I} = 1.$$

这时可求得 V'_y 和 V'_C 的表达式如下:

$$V'_C = V_C - \frac{\left(V_C + V_y \frac{1}{k} \right) (1+b)}{1 + \frac{m_C + m_B}{m_B k^2}}, \quad (93)$$

$$V'_y = V_y - \frac{(V_C k + V_y)(1+b)}{1 + \frac{m_B k^2}{m_C + m_B}} \quad (94)$$

上面所求得的这些公式, 可用以研究自动武器中, 各机构构件在自动机工作时整个武器可沿导轨作平行于枪膛轴线移动, 即武器緩冲时的撞击。

例如, 图 191 示出枪机开锁机构的略图。在这里, 枪机框在开锁时撞击枪机。不难証实, 这种撞击可以化为 ■ 178 所示的情况。

图 192 表示枪机开锁机构的略图。在这个机构中, 閉鎖杠杆

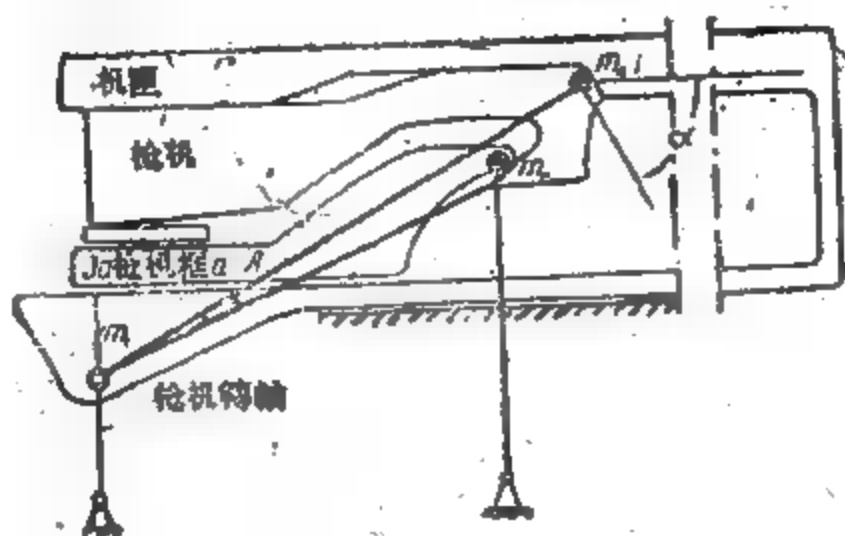


图191 枪机开锁机构的略图。

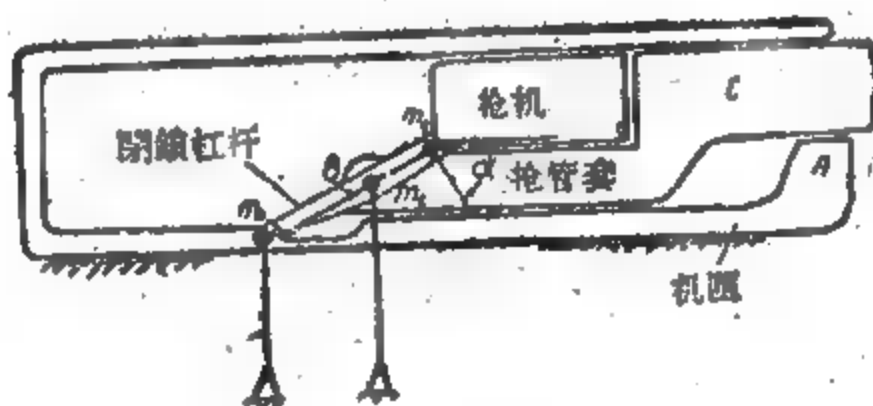


图192 枪机开锁机构的略图。

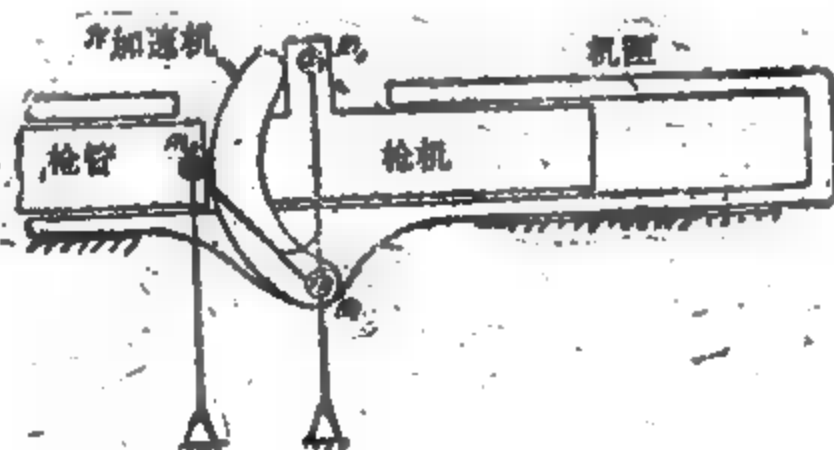


图193 加速机构的略图。

在开锁时撞击机匣的凸出部。闭锁杠杆装在枪管套上，枪管套在开锁前与枪管和枪机一同移动。这个略图也可化为图 178 的形式。

图 193 表示机枪加速机构的略图。在此机构工作时，枪管通过与机匣连接的加速机撞击枪机。此机构的略图可化为图 185 的

形式。

图 194 表示一杠杆式弹链供弹机构的略图。在此机构工作时，枪机框通过固定在机匣上的供弹杠杆撞击搬弹滑板。此机构的略图可以化为图 186 的形式（ $\delta = \frac{\pi}{2}$ 时）。

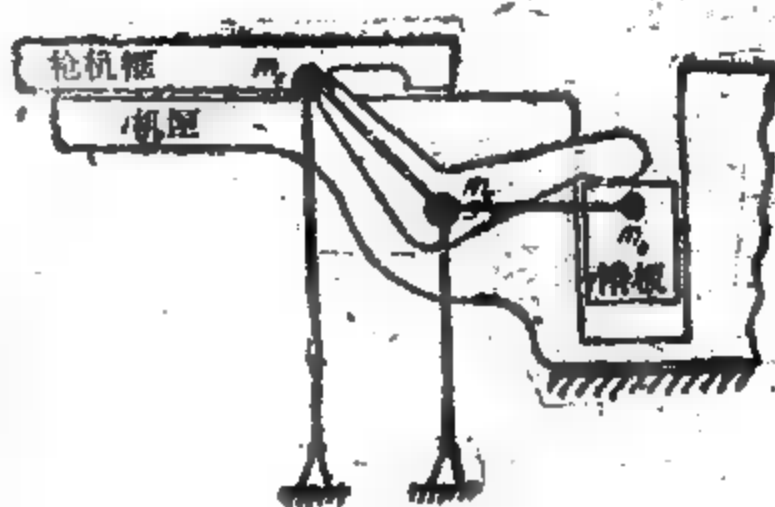


图 194 弹链供弹机构的略图。

图 195 表示抛壳的略图（考虑到整个武器的纵向移动）。在此略图中，弹壳的质量可以用集中在 B、C 两点上的两个质量来替换。枪机的质量集中在 C 点，机匣的质量集中在 A 点。此略图与图 178 相似。

如果抛壳在机匣硬性固定时进行，就应当取 $m_A = \infty$ 。

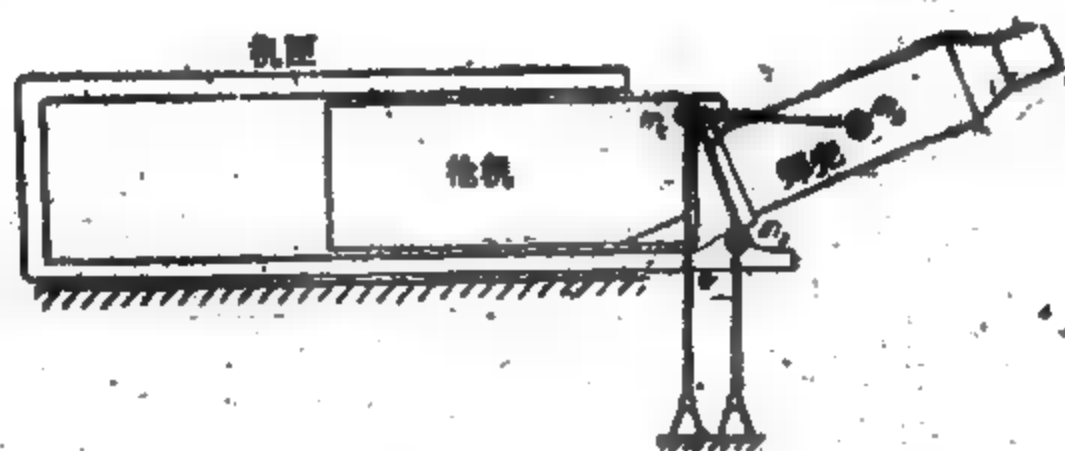


图 195 抛壳机构的略图。

上面这些略图包括了自动武器各机构构件在武器缓冲时的主要撞击情况。利用上述方法，也可以将许多其他的机构略图化为图 178、185 和 186 的形式。

现在我们研究一下如何运用上面所讲的公式来计算撞击后各机构构件的运动诸元。

兹以德普式机枪中枪机框在开锁时对闭锁卡铁的撞击为例。

图 196 给出此机构的工作略图，而图 197 则表示撞击质量

替換質量代替後的原理圖。

在研究這個撞擊時，我們假設槍機可與機匣和槍管同時作縱向移動（沿槍膛軸）。

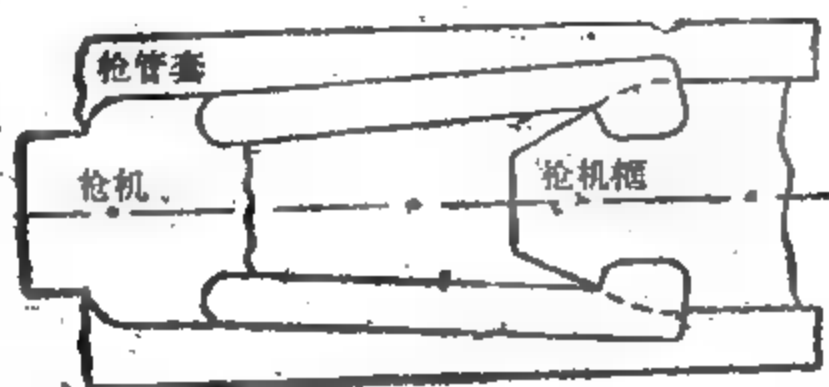


圖196 德普式機槍中槍機開鎖機構略圖。

槍機框在撞擊閉鎖卡鉗以前和撞擊以後，都可以在機匣的導槽內作縱向移動。

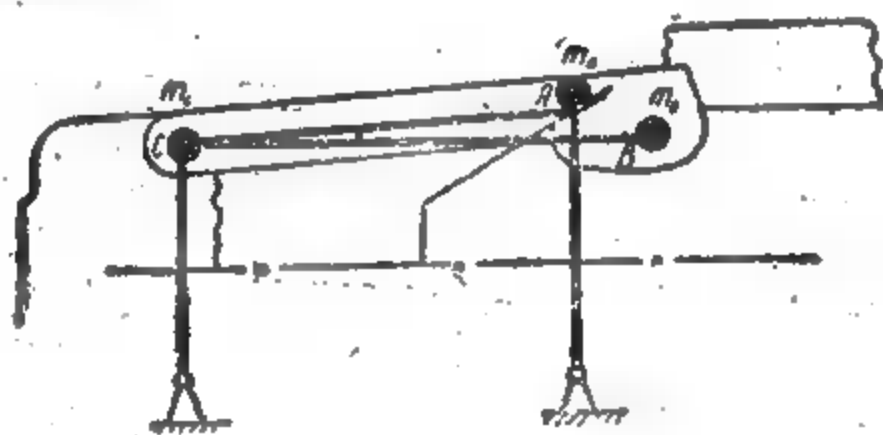


圖197 原理圖。

閉鎖卡鉗承受槍機框的撞擊，並在此撞擊的作用下，向內收攏。

把機匣、槍機框和閉鎖卡鉗的質量用替換質量替換之後，就可得到圖 197 所示的機構略圖，對於本例的具體撞擊情況而言，各替換質量為：

$$m_A = 0.081 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}};$$

$$m_C = 1.325 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}};$$

$$m_B = 0.01 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}。$$

利用极速度图 (图198), 可以确定在 C 点固定不动时, B 点对 A 点的传速比为

$$k = 0.425。$$

A 点和 B 点的速度之间的夹角 α (当 C 点不动时) 可以根据机构略图 (图197), 或由极速度图 (图198) 中求出, $\alpha \approx 94^\circ$ 。

有了这些数据之后, 如果知道 A 、 B 和 C 点在撞击前的速度, 就可以根据公式 (62)、(65) 和 (67) 求出机匣 (C 点) 和枪机框 (A 点) 在撞击后的速度。

根据对德普式机枪自动机工作的实验研究就可知道, 在这个撞击以前, 机匣 (C 点) 同枪机的速度为 $V_c = 0.319$ 米/秒, 枪机框 (A 点) 的速度为 $V_A = 7.2$ 米/秒, 闭锁卡铁 (B 点) 对机匣 (C 点) 的相对速度等于零。

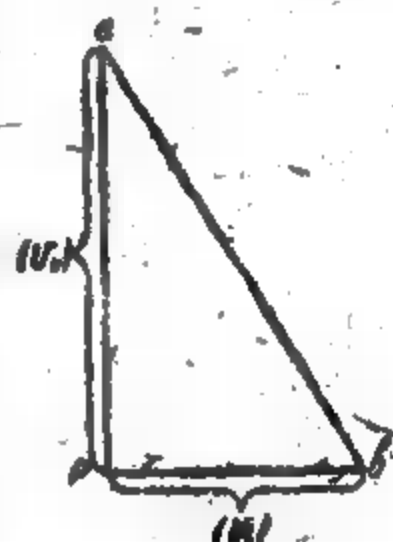


图198 极速度图。

将这些量代入 (67) 和 (68) 式中, 就可求得枪机框在撞击后的速度为

$$V'_A = 7.05 \text{ 米/秒,}$$

机匣在撞击后的速度为

$$V'_c = 0.329 \text{ 米/秒。}$$

如果假设机匣在撞击时为硬性固定, 则枪机框在撞击后的速度将为 $V'_A = 7.045$ 米/秒。

正如我们所看到的, 在这种撞击的情况下, 考虑机匣的运动与否, 对计算的结果没有很大影响。这是由于机匣的速度不大, 同时闭锁卡铁的质量与机匣和枪机框的质量比较起来也很小的缘故。

在另一种质量和速度的比例关系中 (例如在加速机构工作时产生的撞击), 考虑机匣或机箱的运动, 会对计算的结果产生很大的影响。

例如，若在加速机构（图193）工作时，枪管通过加速机的杠杆撞击枪机和机匣，则在不考虑加速机杠杆的质量时，枪管、枪机和机匣在撞击后的速度可按（72）、（73）和（74）式算出

$$V'_A = V_A - \frac{\left(V_A - V_C \frac{k-1}{k} - V_B \frac{1}{k}\right)(1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B k^2 \mu}} \times \left[1 - \frac{m_A}{m'} \left(\frac{\mu-1}{\mu}\right)\right]; \quad (95)$$

$$V'_C = V_C + \frac{\left(V_A - V_C \frac{k-1}{k} - V_B \frac{1}{k}\right)(1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B k^2 \mu}} \times \left(\frac{\mu-1}{\mu}\right) \frac{m_A}{m'}; \quad (96)$$

$$V'_B = V_B + \frac{[V_A k - V_C(k-1) - V_B](1+b)}{1 + \frac{m_B k^2 \mu}{m_A}} \times \left[1 + \frac{m_B}{m'} (\mu-1) k\right]; \quad (97)$$

式中

$$\mu = \frac{(m_C + m_A)(k-1) + m_C}{(m_C + m_B(1-k))k}, \quad m' = m_A + k m_B$$

V_A ; V_C ; V_B ——枪管、机匣和枪机在撞击前的速度;

V'_A ; V'_C ; V'_B ——枪管、机匣和枪机在撞击后的速度;

k ——在机匣不动时，枪机对枪管的传递比;

b ——恢复系数;

m_A ; m_C ; m_B ——枪管、机匣和枪机的质量。

如果设 $V_A = V_B = 4$ 米/秒; $V_C = 0$; $k = 2$; $b = 0.4$;

$m_A = 0.2$ 公斤·秒²/米; $m_C = 1$ 公斤·秒²/米;

$m_B = 0.1$ 公斤·秒²/米。

则利用前面列举的公式，就可以算出：

$$V'_A = 2.17 \text{ 米/秒}; \quad V'_C = 0.186 \text{ 米/秒}; \quad V'_B = 5.8 \text{ 米/秒}。$$

如果不考虑机匣的运动 ($m_C = \infty$ 和 $V_C = 0$)，那么在枪机加速机构工作时，应该运用下列公式来计算枪管和枪机在撞击后的

速度

$$V'_A = V_A - \frac{(V_A - V_B - \frac{1}{k})(1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B k^2}},$$

$$V'_B = V_B + \frac{(kV_A - V_B)(1+b)}{1 + \frac{m_B k^2}{m_A}}.$$

將有关数值代入此二式中，便得

$$V'_A = 2.12 \text{ 米/秒}$$

$$V'_B = 6.14 \text{ 米/秒}$$

計算的結果說明，机匣的运动对炮机加速机的工作，以及炮机加速机的工作对机匣的运动，都有很大的影响。

以上列举的各个公式，在研究火炮半自动机中各机构构件的运动时，也可以运用。

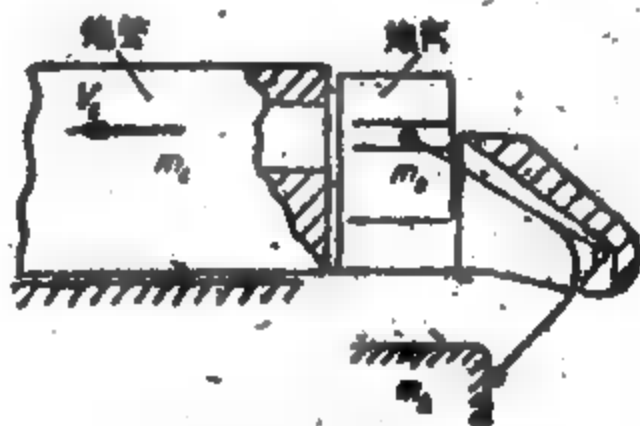


图199 开闔机构略图。

在楔式炮闔自动开锁时，开锁杠杆常常要撞击卡板，同时，开锁杠杆的另一臂就撞击炮闔，而使炮闔打开（图199）。

忽略开锁杠杆的质量，就可以把这种撞击情况用图200所示的略图示出，并且可以运用（93、94）式●来求炮管和炮闔在撞击后的速度，■

$$V'_C = V_C - \frac{(V_C - V_Y - \frac{1}{k})(1+b)}{1 + \frac{m_C + m_B}{m_B k^2}},$$

$$V'_Y = V_Y + \frac{(V_C k - V_Y)(1+b)}{1 + \frac{m_B k^2}{m_C + m_B}},$$

式中 V_C 、 V'_C ——后座部分（炮管）在撞击前后的速度；

●—在这组公式中符号的变更，是由于速度 V_C 和 V'_C 的正方向发生变化（见图191）。

V_y, V'_y ——炮門在撞击前后对后座部分的相对速度;

m_c, m_B ——后座部分除炮門以外的质量和炮門的质量;

k ——炮管(构件C)不动时, 搖架(构件A)对炮門(构件B)的傳速比。

对于半自动炮門的开門机构, 炮門在撞击前对炮管的相对速度常等于零 ($V_y = 0$)。

考虑到这一点以后, 便可将上面两个公式写作如下的形式:

$$V'_c = V_c \left(1 - \frac{1+b}{1 + \frac{m_c + m_B}{m_B k^2}} \right), \quad (98)$$

$$V'_y = V_c \frac{k(1+b)}{1 + \frac{m_c + m_B}{m_B k^2}}. \quad (99)$$



图200 原理图。

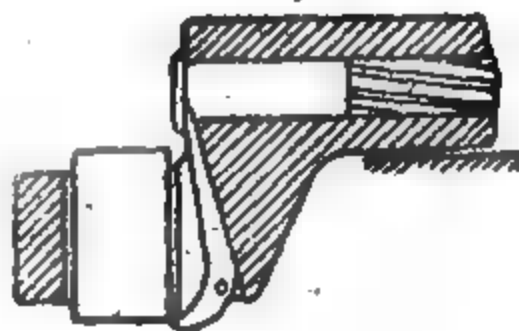


图201 抽壳机构略图。

在抽壳机构工作时, 炮門撞击抽筒子的下臂, 其上臂就抽出弹壳(图201)。不考虑抽筒子的质量时, 就可以用图202所示的略图来代替实际机构。

计算炮管、炮門和药筒在炮門撞击抽筒子后的速度时, 可以利用(67)、(68)、(69)各式:

$$V'_A = V_A - \frac{\left(V_A - V_c - V_y - \frac{1}{k} \right) (1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B k^2 \mu}} \left[1 - \frac{m_A}{m'} \left(\frac{\mu-1}{\mu} \right) \right]; \quad (100)$$

$$V'_c = V_c + \frac{\left(V_A - V_c - V_y - \frac{1}{k} \right) (1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_B k^2 \mu}} \left(\frac{\mu-1}{\mu} \right) \frac{m_A}{m'}; \quad (101)$$

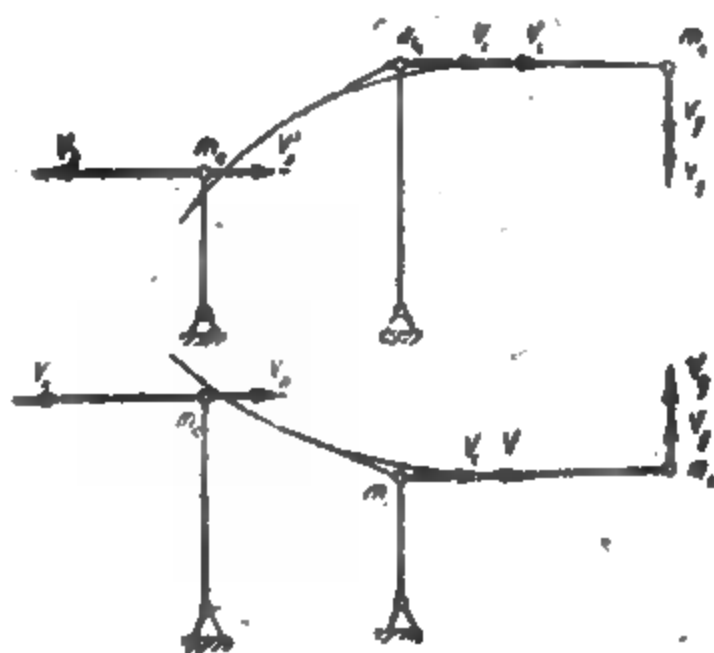


图202 机构原理图。

$$V'_y = V_y + \frac{[(V_A - V_C)k - V_y](1+b)}{1 + \frac{m_B k^2 \mu}{m_A}} \quad (102)$$

当 $\alpha = \frac{\pi}{2}$ 时,

$$\mu = \frac{m_0}{m_C + m_B}; \quad m' = m_A; \quad m_0 = m_A + m_B + m_C.$$

将 μ 、 m' 、 m_0 的表达式代入上列三式, 便得:

$$V'_A = V_A - \frac{(V_A - V_C - V_y - \frac{1}{k})(1+b)}{1 + \frac{m_A(m_C + m_B)}{m_0 m_B k^3}} \left(\frac{m_C + m_B}{m_0} \right);$$

$$V'_C = V_C + \frac{(V_A - V_C - V_y - \frac{1}{k})(1+b)}{1 + \frac{m_A(m_C + m_B)}{m_0 m_B k^3}} \frac{m_A}{m_0};$$

$$V'_y = V_y + \frac{[(V_A - V_C)k - V_y](1+b)}{1 + \frac{m_0 m_B k^2}{m_A(m_C + m_B)}}.$$

这些公式也可以写为:

$$V'_A = V_A - \frac{(V_A - V_C - V_y - \frac{1}{k})(1+b)}{1 + \frac{m_A}{m_C + m_B} + \frac{m_A}{m_B k^2}}; \quad (103)$$

$$V'_c = V_c + \frac{(V_A - V_c - V_y - \frac{1}{k})(1+b)}{1 + \frac{m_c + m_B}{m_A} + \frac{m_c + m_B}{m_B k^2}}; \quad (104)$$

$$V'_y = V_y + \frac{[(V_A - V_c)k - V_y](1+b)}{1 + \frac{m_B k^2}{m_A} \left(1 + \frac{m_A}{m_c + m_B}\right)}. \quad (105)$$

在这些公式中:

V_A, V'_A ——药筒在撞击前后的速度;

V_c, V'_c ——炮管在撞击前后的速度;

V_y, V'_y ——炮闩在撞击前后对炮管的相对速度;

m_A, m_c, m_B ——药筒、炮管和炮闩的质量;

k ——在炮管不动时, 炮闩对药筒的传递比;

b ——恢复系数。

在抽壳机构工作之前, 药筒和炮管一起移动, 所以 $V_A = V_c$ 。

在这种条件下, 考虑到速度 V_y 和 V'_y 的方向之后, 公式(103, 104, 105)就可以写作如下的形式:

$$V'_A = V_c - V_y \frac{(1+b) \frac{1}{k}}{1 + \frac{m_A}{m_c + m_B} + \frac{m_A}{m_B k^2}}; \quad (106)$$

$$V'_c = V_c + V_y \frac{(1+b) \frac{1}{k}}{1 + \frac{m_c + m_B}{m_A} + \frac{m_c + m_B}{m_B k^2}}; \quad (107)$$

$$V'_y = V_y - V_y \frac{1+b}{1 + \frac{m_B k^2}{m_A} \left(1 + \frac{m_A}{m_c + m_B}\right)}. \quad (108)$$

在这些公式中, 传递比 k 可以用药筒在炮管不动时对炮闩的传递比 $k_1 = \frac{1}{k}$ 来代替。取

$$1 + \frac{m_A}{m_c + m_B} \approx 1,$$

在实际计算中, 由于药筒质量 m_A 比炮管和炮闩的质量小得多, 公式(106)和(107)可大为简化。

这时(106)、(107)和(108)等式最后可以写为:

$$V'_A = V_A - V_y \frac{(1+b)k_1}{1 + \frac{m_A k_1^2}{m_B}}; \quad (109)$$

$$V'_y = V_y \left[1 - \frac{1+b}{1 + \frac{m_R}{m_A k_1^2}} \right]; \quad (110)$$

$$V'_c = V_c + V_y \frac{(1+b)k_1}{1 + \frac{m_R}{m_A k_1^2}} \cdot \frac{m_A}{m_C + m_B} \quad (111)$$

在 V'_c 的计算式中第二项有乘数 $\frac{m_A}{m_C + m_B}$ ，此量比 1 要小得多，所以在实际计算时，可以取 $V'_c = V_c$ ，而不考虑炮管速度的变化（抽壳机工作时，后座部分速度的变化）。

在这里，三个物体撞击后的速度计算公式都是在理想约束的条件下推导出来的。如果要考虑约束的非理想性，可在这些计算式中引入冲量效率，犹如在处理两个构件撞击时的速度计算式一样（见 315 页）。

§ 5 自动武器中撞击零件强度计算的若干情况

自动机工作时，常常产生大量的、各种不同的撞击，从而导致各个零件的破坏，限制了整个武器使用的期限。所以，为了增加自动武器的寿命和保障自动机动作的可靠性，必须特别注意保证各个承受撞击负荷的零件的强度。

一般地说，研究零件在撞击负荷作用下的应力和变形，是很困难的，因为它需要大量的、各种不同的因素。

在静负荷作用下，提高零件强度的一般方法，在撞击负荷作用下往往完全不能适用。有时候为了提高零件在撞击负荷作用下的强度，反而采取一些降低零件静荷强度的措施。

例如，零件在撞击负荷作用下发生弯曲变形时，增大零件支撑点之间的距离，就会提高零件的强度。但当零件承受静力作用而弯曲时，这样做的结果会增大弯矩，致使零件的强度降低。

对撞击零件的结构稍加改进，往往会大大减轻应力的集中，

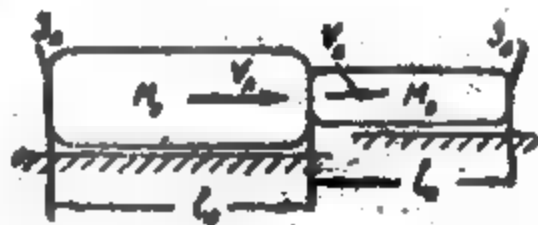


图203 两个棱形物体撞击的略图。

从而增加零件的使用期限。

这里所谈的，都是在研究自动武器中承受撞击负荷的零件的强度时所产生的巨大困难。

由于有这些困难，就使得决定承受撞击负荷的某些零件的最合理尺寸时，主要只有根据实验研究和在各式自动武器中类似零件的经验来进行选择。

下面我们将根据变形的能量，来推导零件承受撞击负荷时强度的近似计算方法。

这种方法主要在于，把新设计的零件和现有武器中在结构和用途上与之相似的零件的强度进行比较。

现在我们用两个简单的例子来说明这种方法的实质。

首先，我们假设有两个棱形物体相撞击（图203）。

如果这两个物体的横断面面积相差不大，就可以认为撞击时的变形是分布在这些物体的整个体积内的。

假设撞击时只有弹性变形，就可以求出转化为物体变形势能的动能。

很明显，在撞击的第一阶段结束时，撞击体的速度相等（ $v = 0$ ），撞击体内所积势能最多。

在计算撞击时动能损失的公式（6）中，取 $v = 0$ ，可得：

$$\Delta E = \frac{1}{2} \frac{M_A M_B}{M_A + M_B} (V_A - V_B)^2,$$

式中 M_A 和 M_B ——撞击体的质量；

V_A 和 V_B ——撞击体的速度。

如令撞击体变形的势能等于动能损失 ΔE ，便得：

$$T_A + T_B = \frac{1}{2} \frac{M_A M_B}{M_A + M_B} (V_A - V_B)^2,$$

式中 T_A 和 T_B ——相撞击的棱形体变形的势能。

两物体之间势能的分配可按下列式求出：

$$\frac{T_A}{T_B} = \frac{s_B l_A}{s_A l_B},$$

式中 s_A 、 l_A 和 s_B 、 l_B ——撞击体的横断面面积和撞击体的长度。

联立解上面两个方程式，就可求得每个物体变形的势能，有了这个变形势能，就可以按照下列公式算出邻近撞击表面的断面上的最大应力：

$$\sigma = \sqrt{\frac{6l_A E}{s_A l_A}},$$

式中 E ——杨氏弹性系数。

这个公式是根据这样一种假设得出的：变形在物体长度上的分布，与各断面到撞击表面的距离成正比，即

$$\begin{aligned} dT_x &= \frac{\sigma_x^2 dx}{2E}; \quad \frac{\sigma_x}{\sigma} = \frac{x}{l}; \\ T_x &= \int_0^l dT_x = \int_0^l \frac{\sigma_x^2 dx}{2E} = \int_0^l \frac{\sigma^2 x^2 dx}{2El^3}, \end{aligned} \quad (112)$$

由此得

$$T_x = \frac{\sigma^2 l}{6E}. \quad (113)$$

现在我们来研究一个计算撞击强度的简单情况。实际上，撞击零件的形状很复杂，其变形的特点也很复杂，不可能作全面的分析和计算。然而，如能定出撞击零件之间变形分布的近似性质，也就可能解决如何正确地选择零件的尺寸以保证其强度的问题。

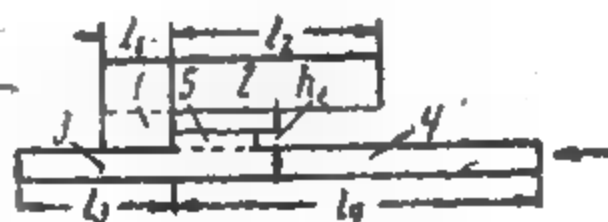


图204 枪机框对枪机撞击的略图。

兹以棱形枪机和枪机框在连接时的撞击情况为例，来解决枪机突出部1的强度问题（图204）。枪机框上的突出部5撞击枪机上的突出部1；在撞击瞬间，枪机框的运动速度为 V_0 ，枪机静止不动。

假设，撞击时枪机上的突出部1受到弯曲，突出部5受到剪

初，枪机上的部分 2（长度为 l_2 ）受到拉伸（由于惯性结果），枪机框上的部分 4 受到压缩，而枪机框上的部分 3 受到拉伸；在突出部 1 和 5 之间发生最大变形的瞬间产生反作用力，其值以 p 表示之。

如上所述，枪机框和枪机在最大变形瞬间的共同速度为 V_{AB} ，以 T_1 、 T_2 、 T_3 、 T_4 、 T_5 分别表示零件上各个变形部分的势能，可得：

$$T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 = \frac{1}{2} \frac{M_A M_B}{M_A + M_B} V_{AB}^2 \quad (114)$$

$$T_1 = \int_0^h \frac{\rho^2 y^2 dy}{2EI} = \frac{\rho^2 h^3}{6EI},$$

式中 h —— 突出部的高度；

I —— 突出部断面的惯性矩。

如果以 s_2 表示枪机上部分 2 的横断面面积，根据上述理由，可将势能 T_2 写为

$$T_2 = \frac{\sigma^2 l_2}{6E}.$$

但是 $\sigma = \frac{p}{s_2}$ ，所以

$$T_2 = \frac{p^2 l_2}{6E s_2};$$

$$T_3 = \frac{\tau^2 l_3 h}{2G} = \frac{p^2 h}{2G s_3} \text{—— 剪切势能；}$$

(s_3 —— 突出部的横断面面积)；

$$T_4 = \frac{p^2 l_4}{6E s_4} \text{—— 根据与求 } T_2 \text{ 的相同的道理求得；}$$

(s_4 —— 在部分 3 上枪机框的横断面面积)；

$$T_5 = \frac{p^2 l_5}{6E s_5} \text{—— 与 } T_1 \text{ 相同；}$$

(s_5 —— 在部分 4 上枪机框的横断面面积)。

将所求出的 T_1 、 T_2 、 T_3 、 T_4 、 T_5 之值代入 (114) 式，并对 p 求解，然后便可求出突出部 1 的未知（有条件的）弯曲应力

$$\sigma = \frac{p h}{W},$$

式中 W ——突出斷面的断面系数。

对現有的結構和新設計的結構进行同样的計算，比較在这两种情况下得出的应力之值，就可肯定新設計的結構比現有的結構是否要堅固一些。

所研究的这个例子，■自动机各活动部分撞击的情况。

在自动武器各机构构件发生斜撞击时，可以利用下■公式■計算撞击时在撞击面上的作用力：

$$\sum_{i=1}^{i=n} T_i = \frac{1}{2} \frac{m_A m_B}{m_A + m_B k^2} (V_A k - V_B)^2,$$

式中 m_A 和 m_B ——撞击构件 A 和 B 的替换质量；

V_A , V_B ——替换质量 m_A 和 m_B 在撞击前的速度；

k ——替换质量 m_B 对替换质量 m_A 的傳速比；

T_i ——撞击零件在 n 个部分中某一部分的变形势能。

在此公式中，我們使各撞击构件的变形势能之和等于这些构件在撞击时的动能的总損失（ $b = 0$ 时）。

这个公式可用以研究枪机侧傾閉鎖的閉鎖机构中各零件的撞击强度（枪机閉鎖和开鎖时的撞击），也可用以研究杠杆式加速机■中各零件的撞击强度，等等。

在研究■設計的武器中自动机零件的强度时，利用专门制造的試件来測量所設計的零件的变形和应力，是有利的。在試件上（或武器上）以实验方法确定自动机各活动部分的变形，可以利用电气应变仪和表层塗漆法●来进行。表层塗漆法能够很精确地确定■件最大变形的位臵和变形的方向，■形的大小則可以利用电气应变仪来确定。

● 見机械制造手册第一卷第二册。

第五章 自动武器各机构的计算

§1 自动武器的主要机构

在用定装式枪弹射击的现代自动武器中，为了连续射击，必须重新装填枪弹并击发此枪弹的底火剂。

为了重新装填，一般要求完成下列动作：

1. 使枪机与枪管分离（枪机开锁）。
2. 从枪尾部打开枪膛（打开枪膛）。
3. 从枪膛内退出弹壳（进行抽壳）。
4. 从武器中退出弹壳（进行抛壳）。
5. 在打开枪膛和抽壳之后，把下一发枪弹送至待推入膛位置（向进弹口供弹）。
6. 把枪弹由受弹器推入弹膛（向弹膛供弹）。
7. 用枪机关闭枪膛（关闭枪膛）。
8. 使枪机与枪管连接（闭锁枪机）。

为了击发下一发枪弹的底火，一般必须：

1. 压缩弹簧，使击针或击锤成待发状态，弹簧变形的势能将利用来使击针或击锤获得动能（使击针或击锤成待发状态）。
2. 解脱击针或击锤，保证击针尖撞击底火（使击针或击锤击发）。

上述重新装填的各个动作，并不是对任何一种自动武器都是必不可少的。例如，在自由枪机式自动武器中，就没有枪机开锁和枪机闭锁的动作。各动作的顺序也可以根据自动机的构造而各不相同。其中一些动作常常是同时进行的。

击发下一发枪弹的底火所必需的动作，仅在于使底火受撞击作用而燃烧。这些动作可与重新装填同时进行。

在现代自动射击（能够进行连续射击）的武器中，为了使已装填好的武器进行点射，必须扣压扳机一次和放开扳机一次。此时，重新装填和击发底火的动作，在每次连续射击时都自动进行。

如果武器采用弹链供弹，通常都是利用火药气体能量来完成上述动作，这种火药气体能量可以直接传给自动机活动部分，也可以储积在复进簧内。

如果武器采用弹匣供弹，通常是利用弹匣簧的势能（弹匣簧的势能是在装填弹匣时储积起来的）。将枪弹连续送到受弹器。其他的动作还是利用火药气体的能量来完成。

在自动装填（只能够进行单发射击）的武器中，为了使已装填好的武器连续射击，必须连续扣压扳机和放开扳机。

在自动装填武器中，自动机完成的其他各动作，与自动射击武器中自动机进行的动作相类似。

为了完成重新装填和击发底火所必需的全部动作，现代自动武器中有下列各类主要机构：

1. 枪机开锁和闭锁的机构；
2. 打开和关闭枪膛的机构；
3. 退出弹壳的机构（抽壳和抛壳）；
4. 向受弹器供弹的机构；
5. 向弹膛供弹的机构；
6. 击发发射机构。

除了这些完成重新装填和击发底火的主要机构之外，在任何一种自动武器中，还有保险机构和保证使用武器安全避免各机构污秽与损伤的装置。

自动武器各主要机构的工作顺序，一般都取决于带动它们工作的是一个还是两个主动构件。例如，在德普式轻机枪中，各主要机构由枪机框带动工作，枪机框向后运动时，它在气室内的火药气体压力作用下获得动能，而在向前复进时，则从复进簧变形的势能中取得动能。在1910年式马克沁重机枪中，各主要机构首

先由枪管带动，枪管向后运动时，它在作用于枪膛底部和枪口前切面上的火药气体压力的作用下获得动能。枪管向前运动时，从复进簧变形的势能中获得动能。枪机在火药气体压力作用下获得动能储备，并由枪管获得一部分动能；而在以后的工作中，枪机又成为推弹入膛机构和击发发射机构的主动构件。

自动武器各主要机构的工作顺序，及其与基本主动构件的联系，常常用循环图表示（图 205 和 206）之。■中作出直线线段，表示与基本主动构件有联系的各个机构工作时基本主动构件的位移量，此外，图上还作有基本主动构件的位移和时间的关系曲线。

循环图对于自动武器各机构工作的顺序和时间，给出了明确的概念，它在分析自动机工作时很有用处。能帮助我们确定各机构最合理的工作顺序。

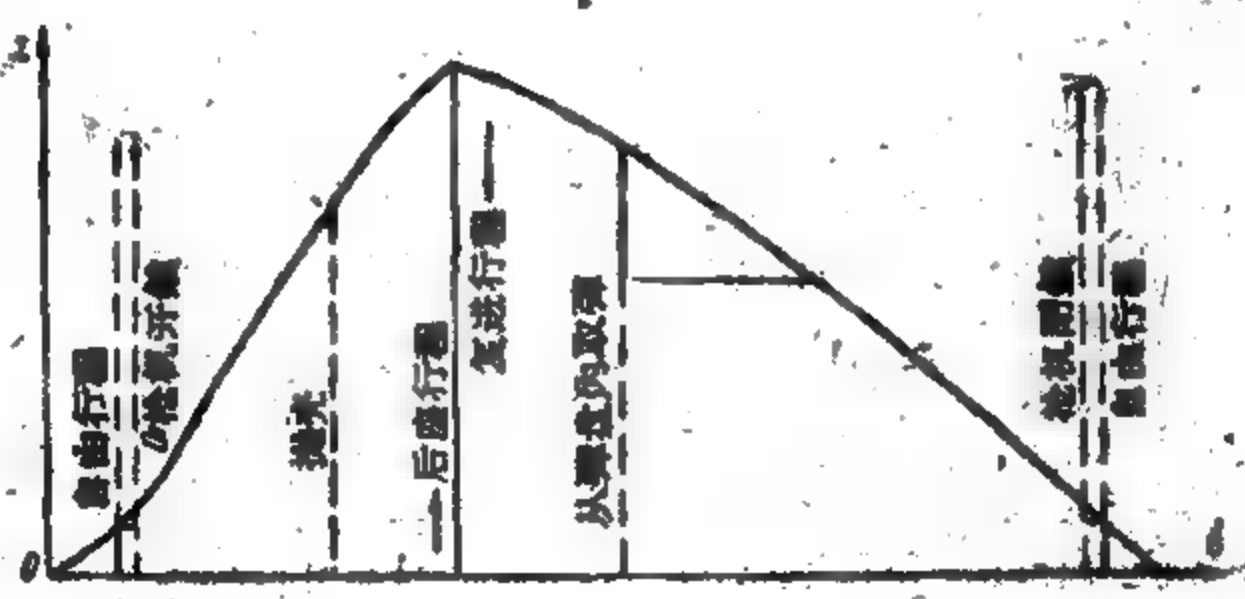


图205 导气式武器的循环图。

如果缺乏基本主动构件的位移与时间的关系曲线，在精制循环图时，也就可以不要它。在这种情况下，循环图只表示各机构的工作顺序与基本主动构件位移的关系（图 207 和 208）。

使武器各部分结合在一起的，自动武器各零件的组合称为部件。在武器中最重要的部件是闭锁部件，它是武器中在发射时将

彈壳支承在膛內的各零件的組合。

現在我們研究一下閉鎖部件和自动武器中各主要机构最主要的类型及其計算方法。

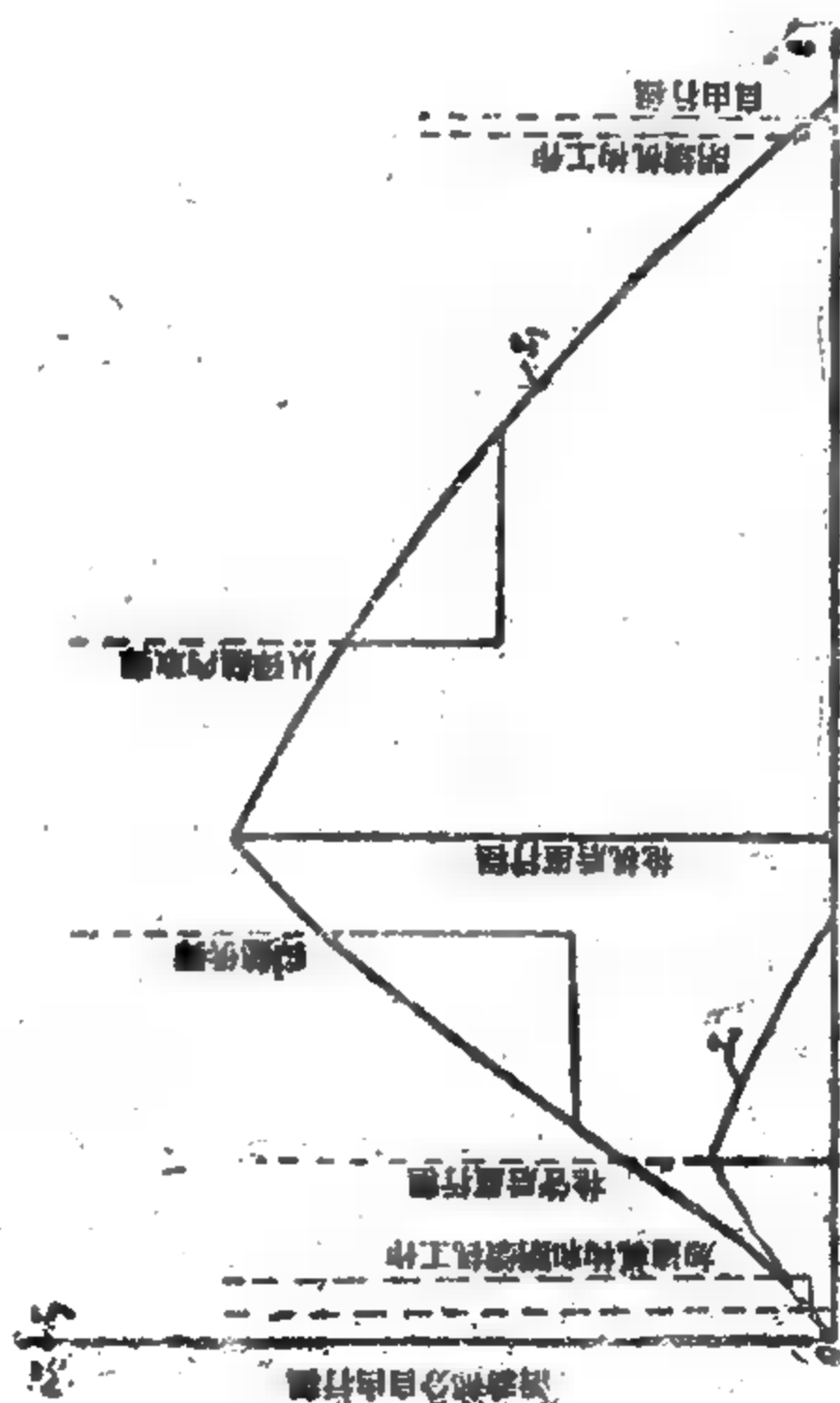


图206 枪管短后座式武器的循环图。

自动机工作中的特征时期		基本主要构件的位移
弹上闭锁	自由行程	—
	枪机开锁	■
	抛壳	■
	后座全行程	—
弹下闭锁	取弹	—
	枪机闭锁	■
	自由行程	—

图207 导气式武器的简化循环图表。

自动机工作中的特征时期		基本主要构件的位移
弹上闭锁	活动部分的自由行程	—
	加速机构和闭锁机构工作	■
	枪管后座行程	—
	弹筒供弹	—
	枪机后座行程	—
弹下闭锁	从弹筒内取弹	—
	闭锁机构工作	■
	活动部分的自由行程	—

图208 枪管后座式武器的简化循环图表。

§2 闭锁部件

闭锁部件一般包括枪管、枪机和机匣等部分。

发射时，这些零件都处在很大的火药气体压力的作用之下，所以在设计这些零件时，必须特别注意保证其强度。当巨大的火药气体压力作用在闭锁部件的零件上时，这些零件常常发生弹性变形，在这些变形的范围内，弹壳会产生径向和轴向的塑性变

形，并且，彈壳的軸向和徑向的塑性變形過大時，彈壳可能產生橫向破裂（由於軸向的塑性變形很大）和縱向破裂（由於徑向的塑性變形很大）。由於閉鎖部件中零件的彈性變形很大，彈壳也可能在膛內壓力減退以後，被卡在彈膛里面。

所以在設計閉鎖部件時，必須採取各種措施以保證閉鎖部件中零件的彈性變形不大。

彈壳和閉鎖部件各部分之間在軸向和徑向上的原始間隙，對塑性變形的大小有很大的影響。這些間隙是為了保證閉鎖機構在下面幾種情況下仍能可靠地工作：由於製造不精確，致使閉鎖部件中各零件的尺寸和彈壳的尺寸發生偏差，落進灰塵污穢和油垢過多。為了保證彈壳的作用可靠（彈壳不破裂和抽壳力不大），就必須使彈壳底部和槍機前端面之間的間隙尽可能小。

對於採用最廣的滑動式槍機，應當按照槍機閉鎖的方法將閉鎖部件分為槍機傾斜閉鎖的部件，槍機、機頭或連接套回轉閉鎖的部件，利用閉鎖片閉鎖的部件和利用楔鐵閉鎖的部件。閉鎖部件中各零件的強度，可利用材料力學中的普通方法進行校核，但要考慮閉鎖部件的類型和閉鎖部件中各零件的結構。

由於閉鎖部件本身的振動周期比槍膛內火藥氣體壓力增長的時■小，所以在計算閉鎖部件各零件的強度時，把火藥氣體壓力看作是靜負荷，並且根據最大膛壓來計算零件的強度。

在確定沿軸綫方向作用於槍機上的火藥氣體壓力時，一般不考慮彈壳的壁厚和彈壳上的阻力，因為在發射時，這些因素對於沿軸綫方向作用在槍機上的火藥氣體壓力的大小的影響很小。在決定發射瞬間沿軸綫方向作用在槍機上的壓力時，不考慮彈壳阻力和彈壳壁厚，則即使彈壳橫斷，亦能保證閉鎖部件中各零件的強度。

為了說明上述情況，現在我們研究一下計算槍機強度的具體例子。假設槍機傾斜閉鎖（圖 209）。

設火藥氣體的最大壓力 $p_m = 3000$ 公斤/厘米²。在彈壳底部附近的彈膛橫斷面面積 $S_n = 0.9$ 厘米²。

分析一下发射时作用在枪机上的力和约束反作用力的略图。

设 N ——支承面上的法向反作用力；

fN ——摩擦力；

F ——枪机框突出部上的反作用力。

分析枪机在力和约束反作用力作用下的平衡条件，得：

$$N = \frac{S_n P_m}{f \sin \alpha + \cos \alpha},$$

$$F = N(\sin \alpha - f \cos \alpha).$$

由反作用力 N 的表达式，可以看出，反作用力 N 随 α 角的增大而增大。取 $f = \tan \varphi$ ，就可以证明这一点。其中 φ 是摩擦角。

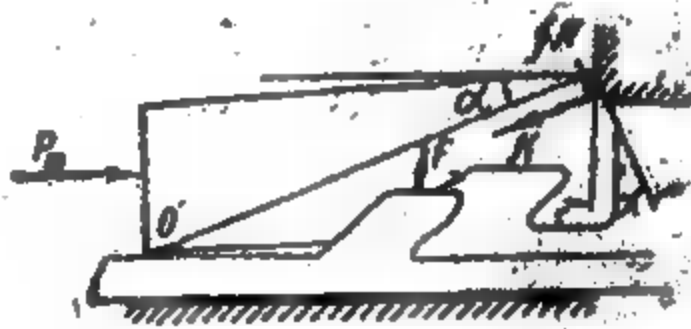


图209 枪机倾斜闭锁略图。

此时，反作用力 N 的表达式可化为下列形式：

$$N = \frac{S_n P_m \cos \varphi}{\sin \varphi \sin \alpha + \cos \varphi \cos \alpha} = \frac{S_n P_m \cos \varphi}{\cos(\alpha + \varphi)}.$$

由此表达式可知，反作用力 N 是随着 α 角的增大而增大的。

同样，反作用力 F 的表达式可以写为

$$F = N \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi}.$$

由此可知，反作用力 F 也是随着 α 角的增大而增大的。所以为了保证闭锁部件中各零件的强度，必须使 α 角尽可能小。但同时要考虑保证开锁时枪机能够自由运动。

取 $\alpha = 20^\circ$ ， $f = 0.1$ ，利用前面给定的数据，可求出反作用力 N 和 F ：

$$N = \frac{S_n P_m}{f \sin \alpha + \cos \alpha} = 2780 \text{ 公斤},$$

$$F = N(\sin \alpha - f \cos \alpha) = 690 \text{ 公斤}.$$

正如我们所看到的，反作用力 N 和力 P_m 的数值相差很小，因而可以按照下列公式近似地计算反作用力 N ：

$$N = \frac{S_n P_m}{\cos \alpha} \text{ 或 } N = S_n P_m.$$

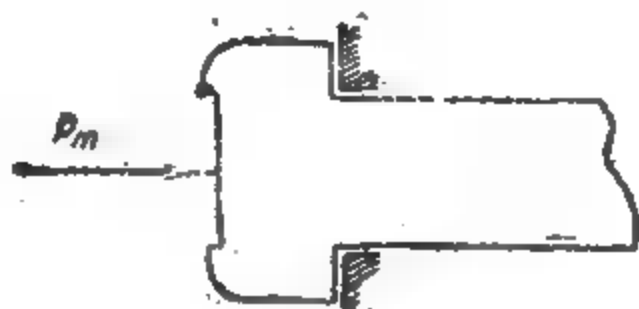
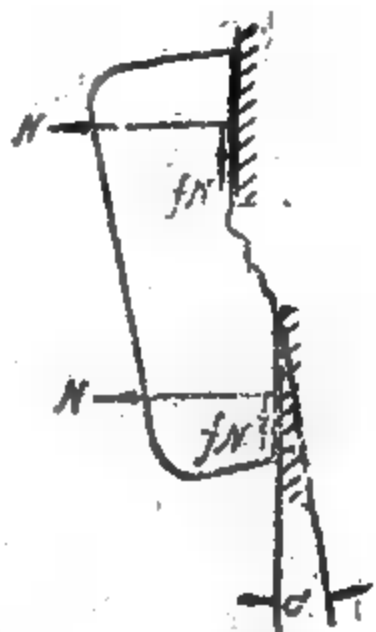


图210 枪机回轉閉鎖簡圖。

图211 枪机回轉閉鎖的
— 简化略图。

对于以机体、机头或连接套回轉閉鎖的枪机，在枪机强度計算上，所不同的只是，在这种情况下要考虑力和約束反作用力作用的特点。例如，对于机体回轉閉鎖的枪机的强度計算，首先要求出支承面上的法向反作用力。

假设支承面是按照傾角为 α 的螺旋綫設計的，將閉鎖凸起的螺旋綫按平均半徑展开成平面，然后在枪机上画上火药气体压力和約束反作用力，便得如图 211 所示的略图。

利用此略图，可得出作用在枪机每一支承面上的反作用力的表达式：

$$N = \frac{S \pi p_m}{2(f \sin \alpha + \cos \alpha)}。$$

显然，枪机自鎖（枪机在各个力的作用下不致轉动）的条件为：

$$\operatorname{tg} \sigma < f \text{ 或 } \alpha < \varphi,$$

式中 φ —— 摩擦角。

为了使枪机开鎖容易，常常放弃这个条件。在这种情况下，通常附加一种装置使枪机在发射时固定于閉鎖状态。

知道了作用在枪机上的力和約束反作用力之后，就可以运用材料力学中的一般

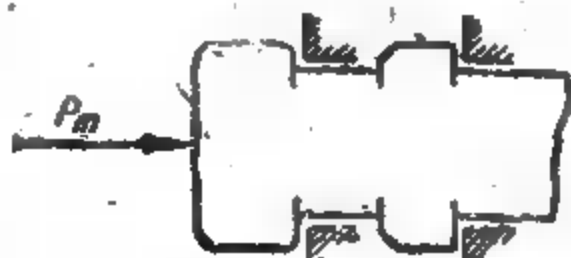


图212 有两排閉鎖凸起的枪机。

方法来計算枪机上各組成部分的强度。例如，对图 210 所示的枪

机，应当校核闭锁凸起的强度，即应计算闭锁凸起的弯曲和剪切变形，以及支承面的挤压变形。

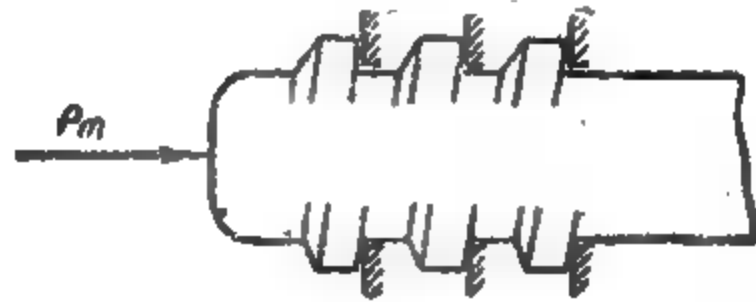


图213 有三排闭锁凸起的枪机。

在设计用机

体、机头或连接套闭锁的枪机时，必须规定闭锁凸起的数量及其尺寸。

闭锁凸起的数量在很大程度上取决于枪机需要有多大的支承面，知道了支承面面积的大小以后，首先要确定闭锁凸起的排数。设计带有几排闭锁凸起的枪机（图212和213），可以大大减低闭锁凸起的高度，从而缩小枪机和机匣的尺寸。但是，此时需要很精确地制造枪机和机匣上的闭锁凸起，以保证它们在火药气体压力作用下能同时担负起工作。

闭锁凸起的宽度取决于枪机在开锁时的回转角度，这一回转角主要是在分析开锁机构的工作和分析开闭锁机构与自动机其它机构间相互作用的基础上确定的。然而在选择此回转角时，应当考虑这样一个问题：如果其他条件相同，而枪机在开锁时的回转角小的话，则枪机和机匣的闭锁部分之间的总间隙就会增大，因而有效支承面变小。

在以闭锁片（例如，德普式机枪）闭锁时，也可利用上述方法并结合该结构的特点来校核闭锁零件的强度。



■ 214 闭锁片闭锁略图。

对于利用滚柱闭锁的闭锁部件，计算时有

某些特点，因为在这种情况下必须考虑到所谓接触应力。由材料

力学可以知道，当 P 力作用在位于平面上的圆柱上时（图 215），在圆柱体与平面的接触位置上产生压缩应力，而這些压缩应力的最大值可按下式求出：

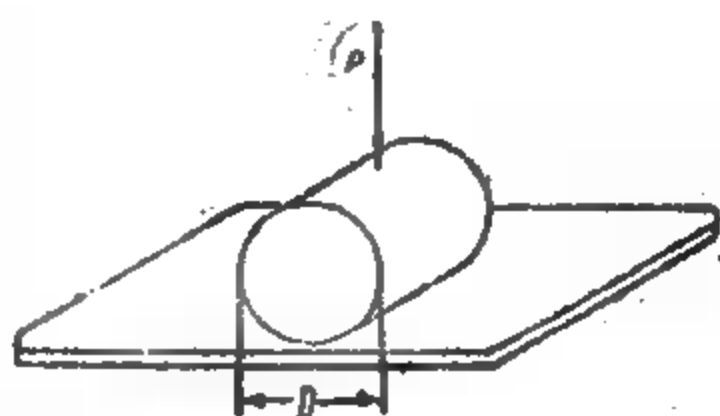


图215 支持于平面上的圆柱体的受力图。

$$\sigma = 0.798 \sqrt{\frac{P}{D \left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right]}}$$

式中 P ——圆柱体单位长度上的负荷，公斤/厘米；

D ——圆柱体的直径，厘米；

μ_1 ——圆柱体材料的波桑系数；

μ_2 ——放置圆柱体的平板材料的波桑系数；

E_1 ——圆柱体材料的弹性系数，公斤/厘米²；

E_2 ——平板材料的弹性系数，公斤/厘米²。

如果圆柱体和支承板用同样材料

制成，则 $E_1 = E_2 = E$ 和 $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ 。

在这种情况下，上式可写为

$$\sigma = 0.798 \sqrt{\frac{PE}{2(1-\mu^2)D}}$$

对于钢料， $E = 2.1 \times 10^6$ 公斤/厘米²，

$\mu = 0.25$ 时，

$$\sigma = 820 \sqrt{\frac{P}{D}}$$

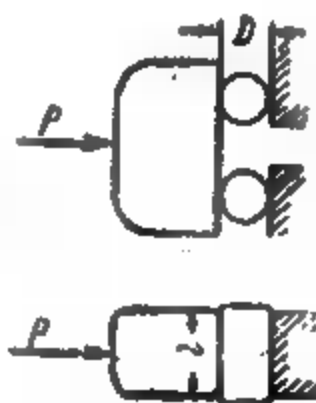


图216 滚柱闭锁的略图。

假设要计算图 216 上的闭锁部件的强度，图上滚柱直径 $D = 1.25$ 厘米，支承面长度 $l = 1.2$ 厘米，力 $P = 1200$ 公斤。

为了解所提出的问题，首先要求出加在滚柱单位长度上的负荷。由于有两个支承滚柱，故

$$p = \frac{P}{2l} = 500 \frac{\text{公斤}}{\text{厘米}}。$$

求出最大压缩应力

$$\sigma = 820 \sqrt{\frac{p}{D}} = 16,400 \frac{\text{公斤}}{\text{厘米}^2}。$$

在这种情况下应当用比较的方法，求出结构类似的闭锁部件中零件上的应力，来确定所研究的零件的许用应力。

对机匣和枪机上的支承面都应当计算挤压强度，由于机匣不能更换，所以机匣支承面的硬度应当比枪机闭锁面的硬度规定得大一些，这在很大程度上决定着机匣材料的选择。

但是，由于机匣的形状复杂，而热处理时又必须避免变形（翘曲），故要求很仔细地选择钢材。如果对机匣选用较便宜的钢材，有时就要用机械性能很好的钢材，制成特殊垫片，以作支承面之用。

对于机匣成品图，必须详细分析发射时和各个机构工作时机匣上各部分的负荷条件，以便保证机匣所有各部分的强度和尽可能地除去多余的金属。

我们不能给出计算机匣强度的某种固定方案，而只能指出，要特别注意可能产生应力集中的部位。使机匣各部分的结构形状平滑地变化，以避免锐角，就可以大大减轻应力集中，保证良好的强度。

在计算闭锁部件中各零件的强度时，也应当特别注意枪管和机匣的联接。

计算枪管和机匣的联接也和计算枪机和机匣的联接相同，其特点只在于如何确定作用力。

如果枪管和机匣一同沿枪膛轴线移动，当火药气体压力作用在枪管上时，将产生一个作用方向与枪管运动方向相反的力 F ：

$$F = p(S_1 - S) + F_r + \frac{Q_c}{g} \ddot{x},$$

式中 p ——膛内火药气体压力；

S_1 ——枪管尾切面上弹膛横断面的面积；

S ——膛壁横断面的面积;

F_r ——彈丸旋轉时在膛壁上产生的反作用力和摩擦力的纵向分力;

Q_c ——枪管重量;

\ddot{x} ——枪管加速度;

g ——重力加速度。

加速度 \ddot{x} 可由下式求出:

$$\frac{Q}{g} \ddot{x} = pS - R,$$

式中 Q ——活动部分的总重量;

R ——对活动部分运动的总阻力。

如果忽略阻力 R ● 将 \ddot{x} 值代入上式, 并取 $p = p_m$, 則得:

$$F = p_m \left[S_1 - S \left(1 - \frac{Q_c}{Q} \right) \right] + F_{r0}.$$

对 7~8 毫米的口径, 可以取 F_r 为 100~200 公斤; 对 12~15 毫米的口径, 可以取 F_r 为 300~500 公斤。

对于装在有缓冲器的枪架或枪座上的武器, 枪管随整个武器一起移动, 在計算联接枪管和机匣元件时, 亦可利用上述公式。此时应当把 Q 理解为相对于枪架移动的整个武器的重量。

若枪管固定不动, 則必須把枪管装定在固定枪座上的两种情况分别开。

在直接固定枪管时 (图 217),

$$F = p_m S_{10}.$$

力 F_r 不会傳到枪管与机匣的联接处。

在固定机匣时 (图 218),

$$F = p_m (S_1 - S) + F_{r0}.$$

前面已經指出, 閉鎖部件中各零件的变形应当很小, 因为在相反的情况下, 彈壳可能产生横向断裂。閉鎖部件中零件弹性变形的极限容許值决定于彈壳的结构和材料, 彈壳尺寸与彈膛尺寸

● 不考虑阻力 R , 使計算的負荷略为加大, 这将增加安全系数。



图217 通过枪管来固定武器。

的配合情况，枪管尾部的尺寸，和发射时的最大膛压。

用解析法来决定闭锁部件中各零件弹性变形的极限容许值以保证弹壳的正常工作有着很多的困难，因为各种不同因素对此变形值的影响很大。因此，实际设计新武器时，可根据实验材料来规定闭锁部件中各零件弹性变形的极限容许值。在这种实验中，可以用现有武器或所设计的闭锁部件的模型来研究弹壳的工作情况。

有了闭锁部件的轴向弹性变形的极限容许值，并已知最大膛压，就可以用计算方法求出所设计的武器中闭锁部件的轴向弹性变形，再将所得数值与极限容许值比较一下，即可知道闭锁部件中各零件所取的尺寸是否可行。



图218 通过机匣来固定武器。

现在我们研究一个确定闭锁部件弹性变形的例子。

当火药气体压力作用在闭锁部件的零件上时（如图219所示），枪机上长度为 l_1 的部分受到压缩，机匣上长度为 l_2 的部分被拉伸。假设枪机和机匣在枪膛轴线方向上的弹性变形是由于作用在枪膛底部的火药气体压力 P 所产生的，闭锁部件（机匣和枪机）的绝对变形值之和便可表示为：

$$\Delta = \frac{Pl_1}{ES_1} + \frac{Pl_2}{ES_2} = \frac{P}{E} \left(\frac{l_1}{S_1} + \frac{l_2}{S_2} \right),$$

式中 E —— 杨氏弹性系数；

S_1 ——枪机横断面面积;

S_2 ——机匣横断面面积。

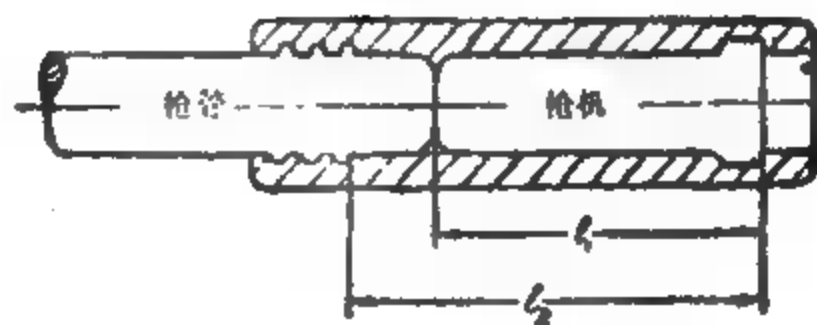


图219 闭锁部件略图。

例如,

$P = 1,400$ 公斤; $l_1 = 10$ 厘米; $l_2 = 15$ 厘米;

$S_1 = 1$ 厘米²; $S_2 = 1.5$ 厘米²; $E = 2.1 \times 10^6$ 公斤/厘米²。

得

$$\Delta = 0.0132 \text{ 厘米};$$

或

$$\Delta = 0.133 \text{ 毫米}。$$

在这个例子里, 假设枪机和机匣的变形部分沿长度上的横断面面积不变, 而且是在同一个力 P 的作用下发生变形的。实际上武器中的枪机和机匣具有各种不同的孔穴和切口, 形状十分复杂。

此外, 由于机匣同枪机乃至整个武器在后座运动时产生的惯性力的影响, 枪机和机匣可能在大小不同的力的作用下发生变形。

计算时对所有这些因素都加以考虑, 是有很多困难的。

为了简化计算, 在实际计算中常取许多假设, 以简化变形零件的外形和作用在这些零件上的力的略图。当然所有这些都会使计算结果产生很大误差, 而只能把计算结果看作是非常近似的。但把所得的计算结果与对另一武器的计算结果相比较, 就能根据它来判断变形的大小。

在设计闭锁部件时, 应当考虑到如何补偿因零件磨损而产生的主要部件尺寸的变化。由于枪机和机匣支承面上的挤压应力很大和开锁时支承面上的摩擦, 致使在闭锁位置上, 枪机端面(弹底巢)和弹壳底部之间会产生过大的原始间隙, 超过了保证枪机

可靠閉鎖的需要（因彈壳尺寸有一定的偏差，為了保證槍機可靠地閉鎖，需要留此間隙），并有害于彈壳的正常工。為了使此間隙減小到必需的數值之內，有時採用稱為補償器的特殊裝置。在閉鎖部件較長的武器中常採用補償器，因為在這種武器中，閉鎖部件在火藥氣體壓力作用下會發生很大的軸向變形。

例如 1910 年式馬克沁機槍，就是用特種墊圈墊在連杆螺帽的後面來增加連杆的長度，以補償某些部件尺寸的。1919 年式勃寧重機槍中的補償方法，是把槍管往機匣內旋入一些。

在某些武器中，以用稍微放大了尺寸的零件來代替槍機或機匣的支承零件，以補償主要的部件尺寸。例如，在德普式機槍中，閉鎖支承面磨損以後，可以用長度稍為增大的閉鎖卡鉗來代替磨損了的閉鎖卡鉗。在另一些武器中，這種補償是用更換機匣支承衬鉄的方法來達到的。

在確定閉鎖時槍機端面（彈底巢）與彈壳底部之間的原始間隙時，除了閉鎖部件中各零件的彈性變形外，還應當考慮射擊時零件灼熱後可能產生的膨脹，而且要特別注意槍管可能產生的熱變形。

例如，槍管和機匣的联接，若如圖 220 所示，則槍管在機匣內的一段（長度為 l ）受熱後的伸長，對槍機端面與彈壳底部之間的原始間隙量可能產生很大的影響，並且在槍管灼熱很厲害時，可使槍機不能完全鎖閉。

實際上，由 0°C 加熱到 300°C 時，鋼的線膨脹系數等於 3.8 毫米/米，所以槍管在機匣內的一段 l ，溫度由 0 增加到 300°C 時，其伸長將為 $\Delta_l = 3.8l$ ，其中 Δ_l 的單位為毫米，而 l 則為米。在 $l = 100$ 毫米時， $\Delta_l = 3.8 \times 0.1 = 0.38$ 毫米。

這個結果是假設只有槍管受熱得出來的。實際上，在射擊時機匣也受熱，因此槍機端面和彈壳底部之間的原始間隙量減小得稍微少一些。然而即使在此種情況下，這個間隙的變化也可能是很大的。並且當固定槍管的結構如圖 220 所示時，在猛烈射擊之後，可能造成槍機不完全閉鎖的情況。根據上面的討論，可以

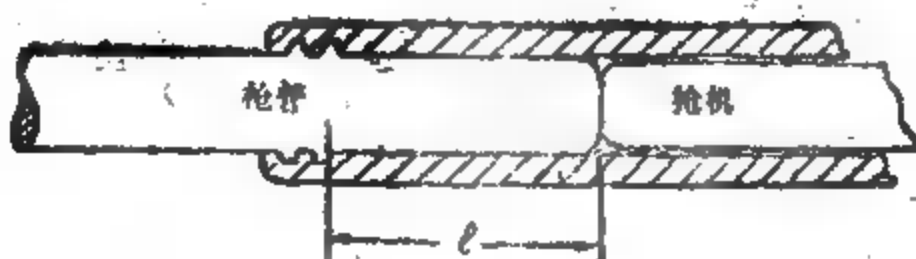


图220 枪管和机匣联接略图。



图221 枪管和机匣联接略图。

认为，最好是在接近枪管后切面的地方把枪管固定在机匣上（图221）。

§3 枪机开锁和闭锁机构

开锁和闭锁机构作用的是：在发射前使枪管和枪机扣合，在发射后又使之分离。

开锁机构工作最主要的特点是：工作时常有火药气体压力作用在机构的各零件之上。这样便在各机构付中产生很大的压力，因此，在机构各构件具有相对位移时，必须特别注意减少工作表面上的磨损。开锁和闭锁机构工作时，闭锁零件通常要在很短的时间内产生很大的位移，这就使闭锁零件以很大的速度移动。因而在开锁和闭锁机构工作时，常常要消耗很多的能量。由于在开锁和闭锁机构工作时，常常产生数值很大而大小又不稳定的摩擦力，所以这些机构工作时，能量消耗的变化范围很大，这就严重地影响着自动机的工作。因此最好使消耗在开锁和闭锁机构工作上的能量尽可能少，而且能量的消耗是稳定的。

开锁和闭锁机构的构造及动作原理取决于打开枪膛的方法。

对开锁和闭锁机构，也对自动武器的其他机构一样，可以

只討論应用最广的方法。这种方法利用枪机沿枪膛軸綫的往复平移动来打开和关闭枪膛（滑动式枪机的枪膛开启机构）。对于这种开锁的方式，下面将研究一些典型的槽机开锁和闭锁机构。

虽然开锁和闭锁机构的职能和工作条件不同，但它们的主动构件和从动构件几乎常常是公用的，只是在开锁和闭锁时利用的工作表面不同。因而可以将开锁机构和闭锁机构作为一个整体机构来加以研究和评价。

按照开锁的方法不同，可以把开锁机构分为以下三种：枪机自动开锁的开锁机构、半强制开锁机构、强制开锁机构。

在枪机自动开锁的开锁机构中，直接依靠作用在弹壳底上的火药气体压力的作用进行开锁。

这种开锁机构应用在半自由枪机式的自动武器中，在这种武器中闭锁的目的，是要在火药气体压力作用时期内制动车轮，以减少枪机运动到后方位位置时的动能，减少在膛压很高时弹壳由膛内退出的长度，从而消除弹壳破裂的可能性。

在枪弹威力相当大时，采用自动开锁的枪机，可以使武器的结构简单；如果采用自由枪机（不闭锁），就会使枪机的重量过头。

在枪机自动开锁的机构中，开锁时的制动力作用，是靠增加枪机换算质量来实现的。这类机构的枪机至少包括两个活动构件。其中一个构件直接承受火药气体压力，并与膛内的弹壳一起移动，另一个构件与第一个构件之间具有运动联系，当火药气体压力作用在第一个构件上时，它对第一个构件作相对移动。

如果用 M_1 表示第一个构件的质量， M_2 表示第二个构件的质量， k 和 η 表示由第一个构件到第二个构件的传动比和传动效率，那么把两个构件的质量转化到第一个构件上，其换算质量的表达式为（見 179 頁）

$$M_{np} = M_1 + M_2 \frac{k^2}{\eta}。$$

这个表达式说明，枪机换算质量决定于枪机的两个活动构件的质

量 M_A 和 M_B 也决定于 k 和 η 之值。

当质量 M_A 和 M_B 不变时, 加大传动比 k 和降低效率 η 就可以使枪机换算质量 M_{np} 增加。

图 222 是一个枪机自动开锁的枪机开锁机构。在此机构中, 当火药气体压力作用在枪机

(第一个构件) 上时, 机门
(第二个构件) 在机匣和枪
机的斜槽内滑动, 对枪机作
相对移动。

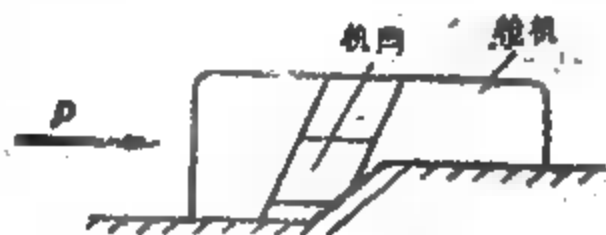


图222 汤姆逊冲锋枪上的枪机开锁机构略图。

当机门在机匣和枪机的
斜槽■运动时, 产生很大的

摩擦力, 使传动效率显著降低, 因而增加了枪机的换算质量。用降低传动效率的方法来增加枪机的换算质量, 在机构的结构比较简单和枪机各活动部分的重置较小时都可以做到。但这种增加枪机换算质量的方法不能保证自动机可靠地工作, 因为效率将随着机构构件工作表面状态的变化而有显著的变化(如滑润程度的变化, 落上尘埃等) 为了保证这种机构可靠地工作, 经常采用特种润滑装置, 但这种装置不适用于战斗武器。所以■降低效率来增加枪机换算质量的枪机自动开锁机构在现代武器中已不采用。

图 223 上的开锁机构是由枪机的两个活动构件和一个加速杠杆组成的, 加速杠杆使枪机的第二个构件相对于第一个构件移动。在这个机构中, 增加枪机换算质量的方法主要是靠增大传动比 k , 传动效率并没有多大的

作用(其值接近于1)。这种机构的工作几乎与工作表面的状态无关,

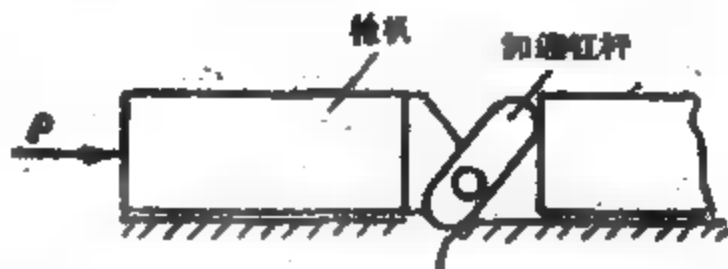


图223 装有加速杠杆的开锁机构略图。

这就保证自动机在不同
的使用条件下都能稳定地进行工作。然而这种类型的机构, 在粘

构上并不能获得很大的传递比。所以它不能保证换算质量增大，因而没有多大意义。

枪机自动开锁的开锁机构，其主要特点是：在枪机运动初期，当枪膛内尚有很高的火药气体压力时，即进行抽壳。

在压力很高时进行抽壳，在弹壳壁和弹膛壁之间要产生很大的摩擦力，此摩擦力的大小，主要地决定于弹壳和弹膛表面的状态。

这种摩擦力对枪机运动的影响很大，结果使自动机工作不均匀，甚至停止工作。为了减少这些摩擦力对枪机运动的影响，可以采用种种不同的方法，如润滑弹膛，采用圆锥形的弹壳，在弹膛内刻纵槽等等。但这些方法都只能部分地改进自动机工作的可靠性，而有的还会使生产价格增高，或使武器的操作复杂化。

在自动武器中，使用最广泛的是强制开锁的开锁机构。它的工作特点就是利用自动机各活动部分的动能强制开锁。

无论火药气体压力大或小，这种机构的结构都不容许自动开锁。

强制开锁的机构可分为两类：保证提早开锁枪机的机构和延迟开锁枪机的机构。

在第一种情况下（早开锁），开锁结束时，枪膛内还有很大的火药气体压力，它通过弹壳作用在枪机上，影响自动机工作。

在第二种情况下（迟开锁），开锁结束时枪膛内的火药气体压力不大，这个火药气体压力固然也通过弹壳作用在枪机上，它对自动机工作的影响不大。

在迟开锁的情况下，抽壳对自动机工作的影响最小。枪机依靠枪机框的撞击（在导气式武器中）或加速机的工作（在枪管短后座式武器中）获得动能。用这种方法将动能传给枪机时，常常在机构付中产生很大的力，致使零件的寿命缩短，对射击精度也有不良影响。

在早开锁的情况下，枪机的很大一部分动能是由火药气体压

力直接給予的，槍機從其他構件（如槍機框，加速機）只獲得一部分動能，這樣就大大地減小了這些機構中的作用力，從這一點來講，採用早開鎖是有利的。早開鎖對於提高射速也是有利的，因為在這種情況下，自動機活動部分的速度很大。然而早開鎖時，自動機的工作與抽壳的條件有關，它會使自動機工作的可靠性變壞，並且必須採取許多特殊措施來減小抽壳力（在彈膛內刻縱槽，滑潤槍彈等等）。早開鎖也可能使彈壳產生橫向斷裂。

早開鎖的這些缺點，大大地限制了它的使用範圍，因此它只使用在高射速的武器上。這樣做雖然要使武器的結構複雜化，但它能使武器獲得很高的射速。

槍機遲開鎖或早開鎖，一般是由開鎖機構中基本主動構件的自由行程長度來決定的。開鎖前主動構件在火藥氣體壓力作用下的位移稱為自由行程。

現在我們將詳細研究一下槍機強制開鎖的開鎖機構和閉鎖機構。

根據結構特點不同，開鎖機構和閉鎖機構可分為以下幾種類型：楔門閉鎖的機構，槍機或槍管傾側閉鎖的機構，閉鎖片閉鎖的機構或杠杆閉鎖的機構，曲柄連杆閉鎖的機構，槍機或槍管回轉閉鎖的機構，機頭或連接套回轉閉鎖的機構。

勃朗寧重機槍的槍機開鎖和閉鎖機構，可作為使用楔門機構的例子（圖224）。

在此機構中，槍機閉鎖是借一楔鐵實現的，楔鐵在節套上的直槽內滑動，並且在閉鎖時卡入槍機閉鎖卡槽。

當槍機和節套共同前移和后座時，楔鐵受固定的閉鎖凸起和開鎖叉的作用（使楔鐵上升和下降）進行閉鎖和開鎖。

這一類閉鎖機構的優點是構造不複雜，並能保證可靠的閉鎖，然而，在這種結構中，閉鎖部件很長（槍管和節套的聯接處和槍機閉鎖支承面之間的距離很大），致使閉鎖零件在火藥氣體壓力作用下的變形很大。因此，必須採取一些特別的措施，使彈底槽和

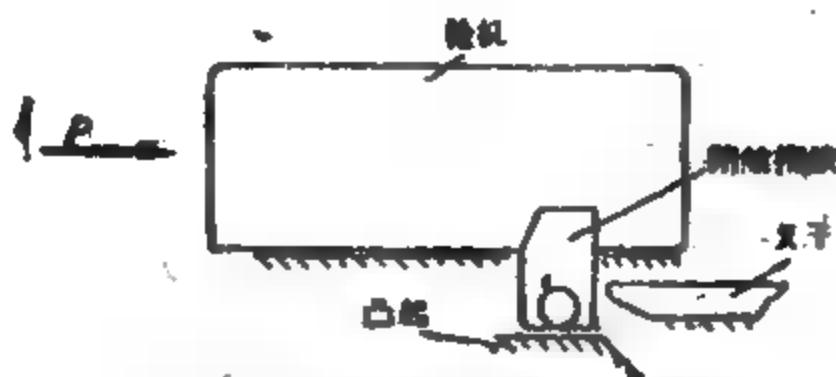


图224 勃朗宁重机枪的闭锁机构。

枪管后切面之间的间隙不大。

CI-43 重机枪的闭锁和开锁机构 (图225) 可作为闭锁零件倾斜闭锁的例子。在此机构中, 枪机的闭锁是靠枪机倾斜来实现的。无论是闭锁或开锁, 都是靠枪机框上的靴形齿铁与枪机上的靴形槽相互作用来实现的。

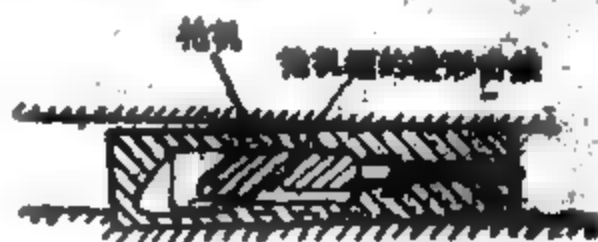


图225 CI-43机枪的闭锁机构。

这类机构在导气式自动武器中应用很广泛。在这类机构中, 枪机倾斜的方法各不相同 (向右、左、上、

下倾斜), 枪机倾斜的方法, 决定于供弹机构的结构, 和各个机构的总的配置情况。

枪机倾斜式闭锁和开锁机构的优点是构造较简单, 并能保证作用确实可靠; 其缺点是闭锁部件一般都很长。枪机倾斜闭锁机构的工作, 在枪机倾斜和与开锁零件 (枪机框) 扣合时, 常常要发生撞击, 这对机构中各零件的寿命产生不利的影响。

枪机倾斜闭锁机构还有一个缺点, 这就是当枪机与开锁零件 (枪机框) 共同运动时, 常被开锁零件楔开, 以致产生很大的摩擦力, 增加了导轨上的磨损, 并阻碍自动机活动部分的运动。

为说明枪机与开锁零件楔开的情况, 我们研究一下图 226 中的略图。

把全部给定力和惯性力加在枪机和枪机框上, 并用相应的反作用力代替约束, 就可以分别写出枪机和枪机框的运动方程式:

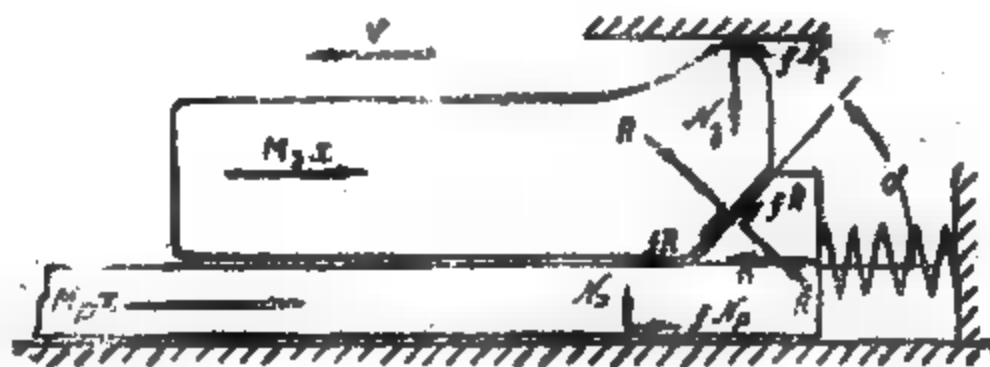


图226 枪机倾斜机构略图。

$$M_3 \ddot{x} = R(\sin \alpha + f \cos \alpha) - fN_3,$$

$$M_p \ddot{x} = \Pi - R(\sin \alpha + f \cos \alpha) - fN_p,$$

式中 \ddot{x} ——枪机和枪机框的加速度；

Π ——复进簧的弹性力；

R, N_3, N_p ——约束反作用力；

f ——摩擦系数。

将这些方程式左右两边的各项相加，即得枪机和枪机框的共同运动方程式：

$$(M_3 + M_p) \ddot{x} = \Pi - f(N_3 + N_p)。$$

对枪机和枪机框，可以得出约束反作用力 N_p 和 N_3 的表达式如下：

$$N_p = R(\cos \alpha - f \sin \alpha),$$

$$N_3 = R(\cos \alpha - f \sin \alpha)。$$

或

$$N_p \approx R \cos \alpha,$$

$$N_3 \approx R \cos \alpha。$$

在这种情况下，上面写出的方程式可写作下列形式：

$$M_3 \ddot{x} = R \sin \alpha; \quad (1)$$

$$M_p \ddot{x} = \Pi - R(\sin \alpha + 2f \cos \alpha); \quad (2)$$

$$(M_p + M_3) \ddot{x} = \Pi - 2fR \cos \alpha。 \quad (3)$$

利用(1)式和(2)式，可得：

$$R = \frac{\Pi}{\frac{M_p}{M_3} \sin \alpha + \sin \alpha + 2f \cos \alpha}。$$

把 R 值代入 (3) 式中, 最后得:

$$(M_p + M_s) \ddot{x} = \Pi \left(1 - \frac{2f \cos \alpha}{\frac{M_p}{M_s} \sin \alpha + \sin \alpha + 2f \cos \alpha} \right)$$

或
$$(M_p + M_s) \ddot{x} = \Pi \left(1 - \frac{2f}{\left(1 + \frac{M_p}{M_s} \right) \operatorname{tg} \alpha + 2f} \right),$$

或
$$(M_p + M_s) \ddot{x} = \Pi \psi, \quad (4)$$

式中
$$\psi = 1 - \frac{2f}{\left(1 + \frac{M_p}{M_s} \right) \operatorname{tg} \alpha + 2f}. \quad (5)$$

由 (4) 式可知, 在枪机被楔开的情况下, 好象是动力 Π 减小了一样, 因为系数 ψ 小于 1。随着角 α 的减小, 摩擦系数 f 的增大, 以及枪机框与枪机质量之比的减小, 系数 ψ 减小。

为了减小枪机框开时所产生的摩擦力, α 角最好尽可能大一些, 但为了保证枪机较平稳的闭锁 (偏转), 又必须减小 α 角。

在实际武器中, 为了保证闭锁的平稳性和枪机在枪机框共同运动时不致楔开过甚, 常取 α 角为 $40^\circ \sim 60^\circ$ 。

倾斜闭锁的枪机, 在闭锁状态下也可产生楔开现象。在这种机构中为了便于开锁枪机, 常将枪机和机匣上闭锁支承面的倾斜角 β 作的较大, 因而在发射时需要用枪机框上的凸起支住枪机, 使之不致回转 (开锁)。在枪机框在自由行程的时期内 (开锁以前的运动时期) 运动时, 作用在枪机框凸起部分上的力, 常在枪机框的导轨上引起附加的摩擦力。

为了求出此力, 我们研究一下枪机在力和约束反作用力的作用下的平衡问题。

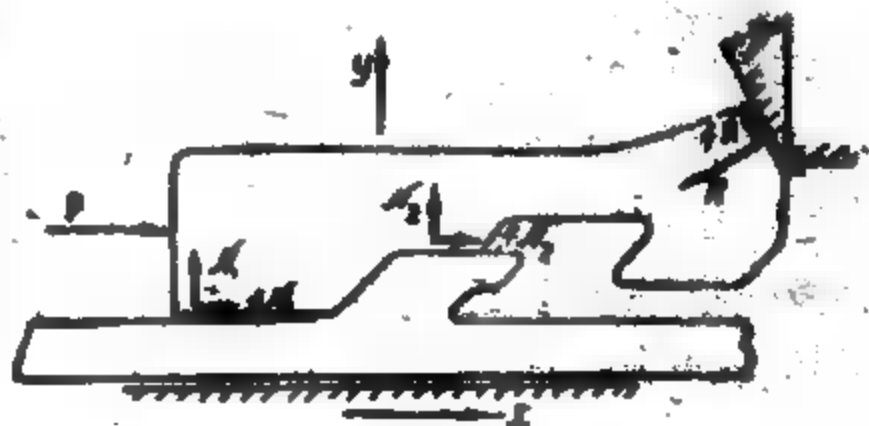


图227 枪机倾斜闭锁机构的略图。

把所有的力和约束反作用力投影在座标轴 x 和 y 上, 得:

$$\Sigma X = P - R(\cos \beta + f \sin \beta) + f(N_2 + N_1) = 0,$$

$$\Sigma Y = -R(\sin \beta - f \cos \beta) + N_2 + N_1 = 0,$$

由此可得:

$$P + f(N_2 + N_1) = R(\cos \beta + f \sin \beta),$$

$$N_1 + N_2 = R(\sin \beta - f \cos \beta)$$

或

$$\frac{P + f(N_1 + N_2)}{N_1 + N_2} = \frac{\cos \beta + f \sin \beta}{\sin \beta - f \cos \beta} = \frac{1 - f \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta - f}。$$

因此,

$$N_1 + N_2 = P \frac{\operatorname{tg} \beta - f}{1 + f^2 - 2f \operatorname{tg} \beta} \approx P(\operatorname{tg} \beta - f)。$$

所以, 作用在枪机框上的摩擦力为:

$$F = 2f(N_1 + N_2) = 2fP(\operatorname{tg} \beta - f)。$$

F 力的值可能很大。例如, 当 $P = 1500$ 公斤, $\beta = 15^\circ$, $f = 0.1$ 时, 得 $F = 505$ 公斤。

在现在所见到的各种闭锁部件中 (指枪机倾斜闭锁式), 为了便于枪机闭锁, β 角都做得比摩擦角大, 所以通常是 $\operatorname{tg} \beta > f$ 。

发射时枪机因受摩擦力的阻滞而不能自行开锁的枪机, 叫做自锁枪机。

枪机自锁时, 可由 $N_2 = 0$ 的条件决定 β 角的极限值。

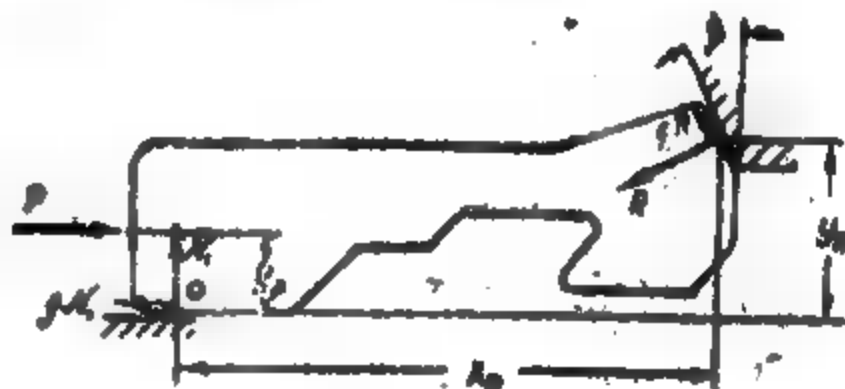


图228 枪机倾斜闭锁的略图。

图 228 表示在这种情况下力和约束反作用力作用在枪机上情况。

因为在自锁时, 枪机在力和约束反作用力的作用下应当处于平衡状态, 所以这些力和约束反作用力对 O 点的力矩之和应当等于零, 即:

$$\begin{aligned} \Sigma M_O &= Py_P - Rx_R(\cos \beta + f \sin \beta) \\ &+ Rx_R(\sin \beta - f \cos \beta) = 0。 \end{aligned}$$

取 $P = R \cos \beta$, 可得

$$y_p - y_R(1 + f \operatorname{tg} \beta) + x_R(\operatorname{tg} \beta - f) = 0,$$

■此得

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{f x_R + y_R - y_p}{x_R - f y_R}.$$

如果忽略 $f y_R$ 量 (与 x_R 量相比较), 最后可得使枪机自锁的极限角的表达式:

$$\operatorname{tg} \beta = f + \frac{y_R - y_p}{x_R}.$$

当 β 角很大时, 如果不预先考虑枪机框上凸起部对枪机的支承 (图228), 枪机可能自动开锁。

上述关于楔开锁机和枪机自锁条件的观念, 也适用于枪机、机头或连接套回转闭锁的枪机闭锁机构。在研究这种类型的闭锁机构时, 可以结合具体机构的特点来利用上面的方法。

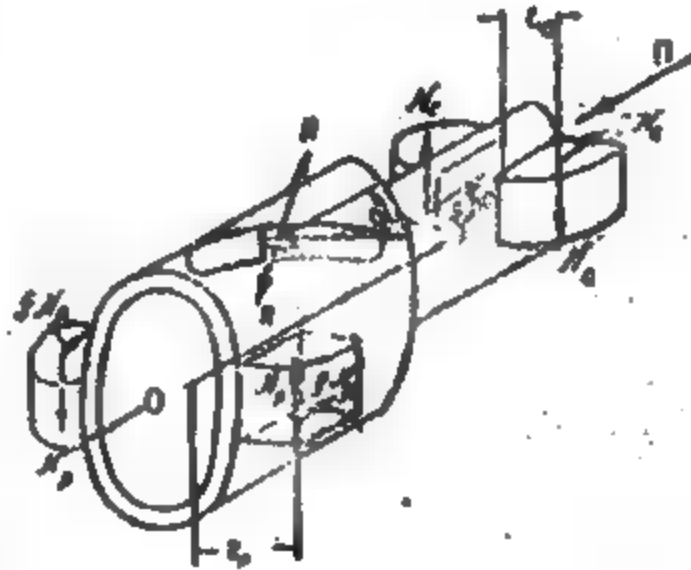


图229 机头闭锁的略图。

例如机头回转闭锁的枪机 (图229), 在枪机向前运动时, 其楔开作用的研究可按下述方式进行。

对机头和机体, 可以写出下列微分方程式:

$$M_A \ddot{x} = R \sin \alpha - 2f N_A, \quad (6)$$

$$M_C \ddot{x} = \Pi - R \sin \alpha - 2f N_C, \quad (7)$$

式中 M_A 和 M_C ——机头和机体的质量;

\ddot{x} ——机头和机体的加速度;

R, N_A, N_C ——约束反作用力;

Π ——作用在机体上的复进簧力;

α ——机头闭锁槽的螺旋线的倾角;

f ——摩擦系数。

利用机构的略图 (图229), 对约束反作用力可写出如下的表

达式:

$$2N_x r_x = R r \cos \alpha, \quad (8)$$

$$2N_c r_c = R r \cos \alpha, \quad (9)$$

式中 r ——反作用力 R 对枪机回转轴的力臂;

r_x 和 r_c ——由机匣方面作用在机头和机体上的约束反作用力对枪机回转轴的力臂。

利用公式 (6)、(7)、(8) 和 (9), 就可以写出机体与机头共同的微分方程式:

$$(M_x + M_c) \ddot{\varphi} = I \ddot{\psi}, \quad (10)$$

式中

$$\psi = 1 - \frac{f \left(\frac{r}{r_c} + \frac{r}{r_x} \right)}{\left(1 + \frac{M_c}{M_x} \right) \left(\tan \alpha - f \frac{r}{r_x} \right) + f \left(\frac{r}{r_c} + \frac{r}{r_x} \right)}. \quad (11)$$

对这种枪机闭锁情况, 自锁条件可以很简单地写出: $\beta \leq \varphi$, 其中 β 是闭锁凸起的螺旋角, 而 φ 是摩擦角。

运用上述各公式时, 应当注意, 在某些结构中, 在火药气体压力作用时期内, 支承面之间可能残留有滑润油, 因而使摩擦系数大大地减小。

为了消除在枪机运动时的这种楔开现象, 有时可在结构上采取一些专门措施。

例如, 对枪机倾侧闭锁的机构, 有时采用一种专门的结构, 使枪机在闭锁时不仅利用枪机框对枪机的相对运动, 并且利用枪机本身的运动来使枪机偏转。在捷克的 ZB-53 式重机枪中就采用了这种结构 (图 230)。在这种机枪中, 为了消除枪机向前运动时被楔开的现象, 在枪机框上作有一个支持枪机的特殊台阶。在枪机接近前方位时, 其定形斜面作用在机匣上的圆柱形凸出部上, 因而使枪机后部稍微升起, 并落在倾角不大的斜面上, 枪机遂受此斜面的作用而产生倾侧 (闭锁)。

这种构造并不复杂, 却能消除枪机的楔开现象, 以保证闭锁

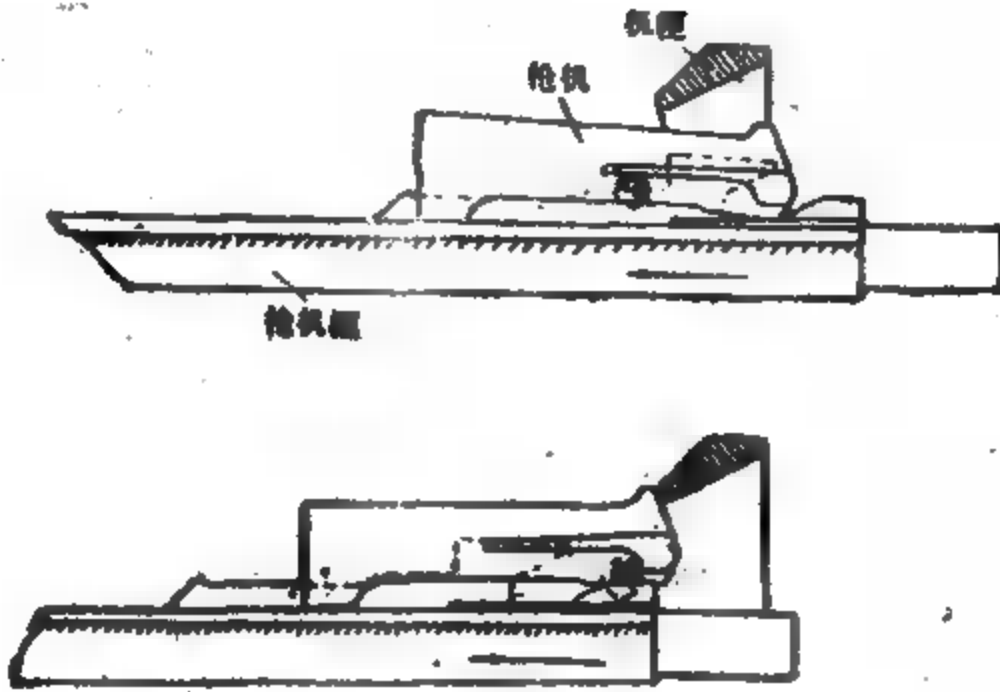


图230 ZB-53 机枪中枪机的倾侧情况。

机构有良好的工作条件（枪机框上■面的倾角不大）。

然而，在这种结构中，在枪机倾侧时需要有一段空行程。

对机头转动的闭锁机构，则应这样制作闭锁零件的工作表面，使其在完全开锁后，机头所处的位置不致因机体的作用而产生转动。在这种结构中，枪机开锁之初，要利用机身上的专门斜面■机头的作用，使机头开始转动。

在开始转动以后，机头在机体作用下继续转动，以行闭锁。例如，在MG-151式机枪的闭锁机构中，就采用了这种结构，其原理图如图231所示。

应当注意，这种机构会使闭锁支承面减小，因为在闭锁之前机头已有一些转动。

前面已经说过，在开锁机构工作时，各零件常常要发生撞击。这种撞击对这些零件的寿命将产生不良影响。在这些武器中，为了消除这些撞击的影响，采取了一些特殊的措施。例如，在勃朗宁式机枪中，就采用了枪机框立柱的缓冲装置，它能减轻枪机在开锁后与枪机框连接时的撞击（图232）。

这种缓冲装置的工作情形是：当枪机框立柱撞击枪机之后，

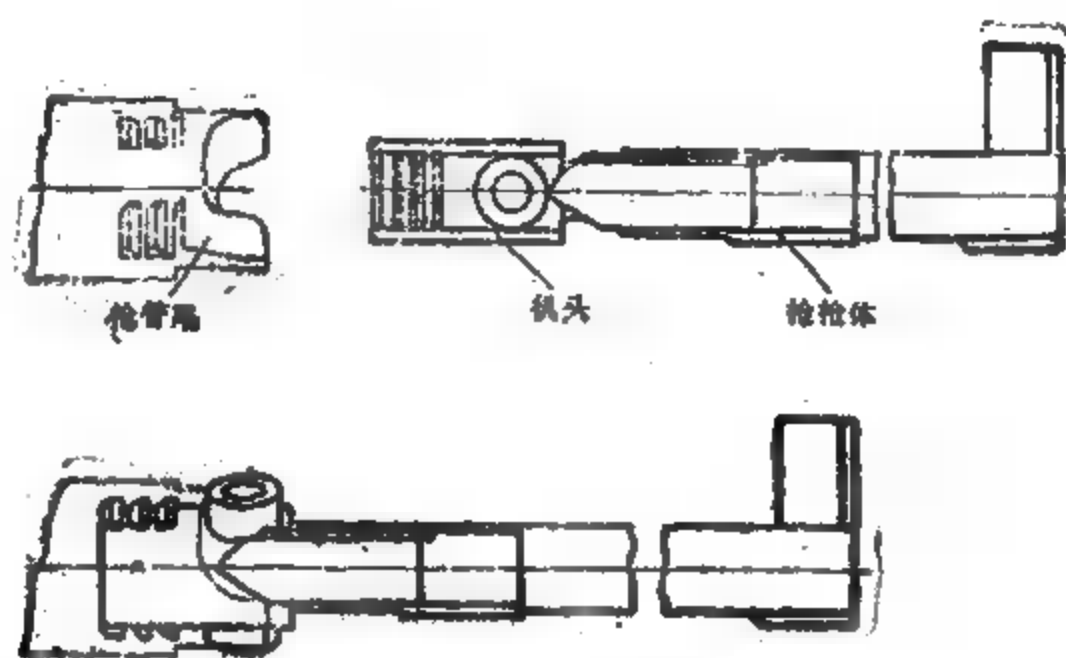


图231 MG-151式机枪的闭锁略图。

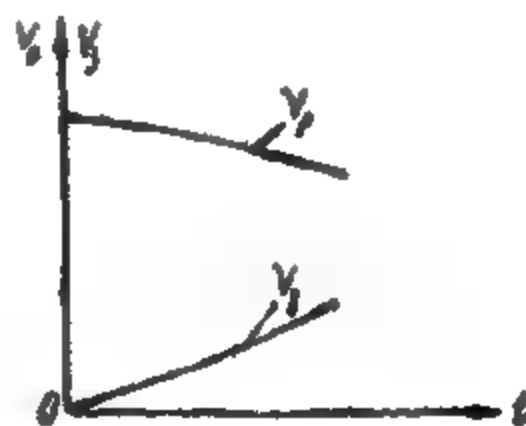
缓冲簧受压缩，因而使枪机框的速度减小，使枪机的速度增大（图233）。

枪机框立柱的缓冲簧压缩之后，枪机框撞击枪机时的相对速度要比没有缓冲簧时小得多[●]。这就减少了撞击对开锁机构中各零件的有害影响，从而提高了零件的寿命。

除了枪机倾侧闭锁的机构之外，在某些自动武器中还采用枪管倾侧闭锁，例如1930/33年式TT手枪，这种手枪的自动机是枪管短后座式自动机。这种机构只有在枪管很短又很轻的条件下才适用。



图232 勃然式机枪中的立柱缓冲装置。

图233 $v_p = f(t)$, $v_b = f(t)$ 的图解。

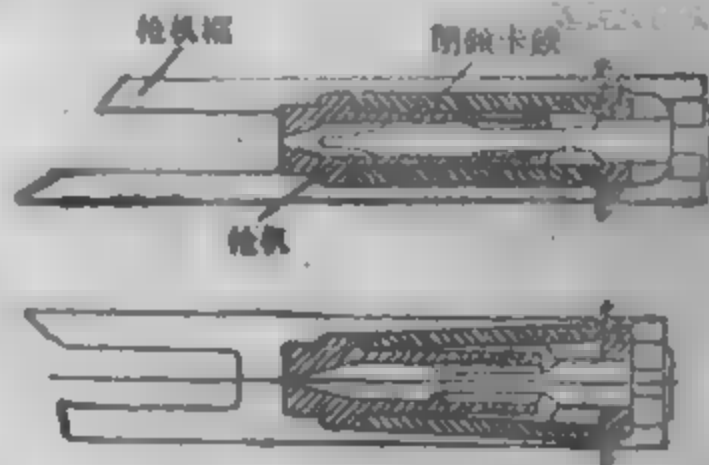
● 关于研究枪机框和枪机在缓冲簧工作时的运动问题，详见172页。



图234 1930/33年TT式手枪中，枪管倾斜闭锁图。

德普式机枪的闭锁和开锁机构可作为闭锁片闭锁的例子（图235）。在这种机枪上，枪机有两个闭锁片（闭锁卡铁），这两个闭锁卡铁在枪机闭锁时被击针（与枪机框连结在一起的）凸出部推开，进入机匣的特殊缺口内。开锁时，由枪机框上定型槽的开锁斜面将闭锁卡铁收拢（在枪机框向后运动时收拢闭锁卡铁）。

闭锁片闭锁的特点是构造简单而作用可靠。其优点是作用对称，其缺点是当零件制造不精确时，闭锁片的负荷不均匀，这对闭锁片的强度和磨损将产生不利的影响。在枪机前后运动时，闭锁片在机匣内要被楔开，以致增加摩擦力和零件的磨损。



■235 D11式机枪的闭锁略图。

费多洛夫自动步枪的闭锁机构可作为杠杆式闭锁和开锁机构的例子（图236）。它与上述各机构不同的是利用两根杠杆（机头）闭锁。此开锁和闭锁机构的工作，是在枪管运动时利用机头上的定形缺口和固定机匣上的凸出部之间的相互作用而产生的。杠杆闭锁机构的闭锁部件较短，这是它优越于闭锁片闭锁机构的主要之处。其缺点与闭锁片闭锁机构的缺点相同。

1910年式马克沁重机枪的闭锁机构可作为曲柄连或闭锁和开锁机构的例子（图237）。利用曲柄连杆机构来开锁和闭锁枪机的先决条件，是利用这个机构来打开和关闭枪膛。而利用曲柄连杆

机构来打开和关闭枪膛可使枪机的运动和枪弹进入弹膛的运动平稳，这就能保证自动机动作可靠。

曲柄连杆式闭锁机构的主要缺点，是闭锁部件很长，此外，曲柄连杆机构会增加武器的横向尺寸。

由于这些缺点（尽管具有主要优点——保证机构的工作平稳），在现代武器中，曲柄连杆式机构没有获得广泛的运用。

美国的M-1迦兰德步枪的开锁和闭锁机构可作为枪机回转式开锁和闭锁机构的例子（图238）。在这种步枪中，枪机的转动（在开锁和闭锁时）是在枪机框的作用下产生的。枪机框

上定形槽的侧棱作用在枪机的凸出部上，使枪机回转。在枪机转动时，枪机上的闭锁凸起进入机匣上的相应缺口内，以实现闭锁。

枪机回转闭锁，过去曾广泛的应用在各种非自动武器中，目前也应用在许多种自动武器中，这种闭锁方法可使闭锁部件很短，

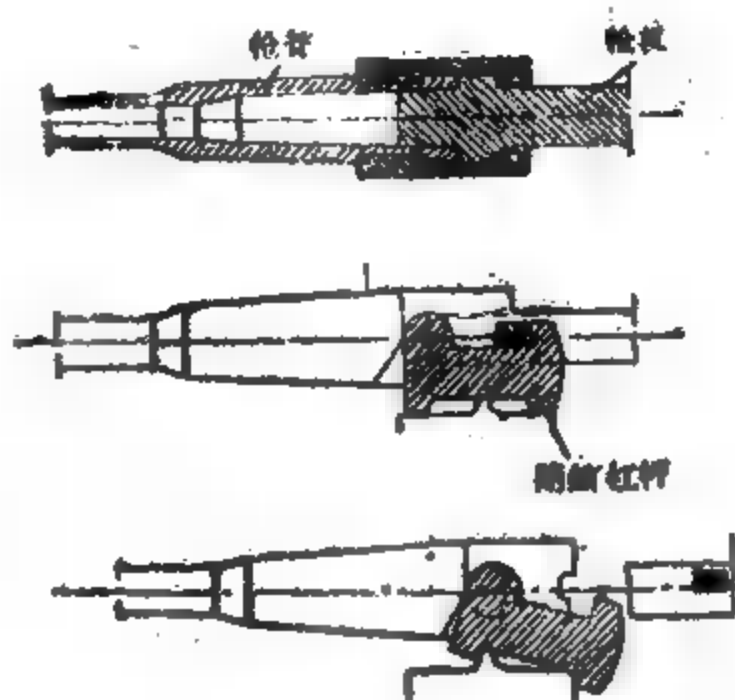


图236 费多洛夫自动机的杠杆闭锁图。

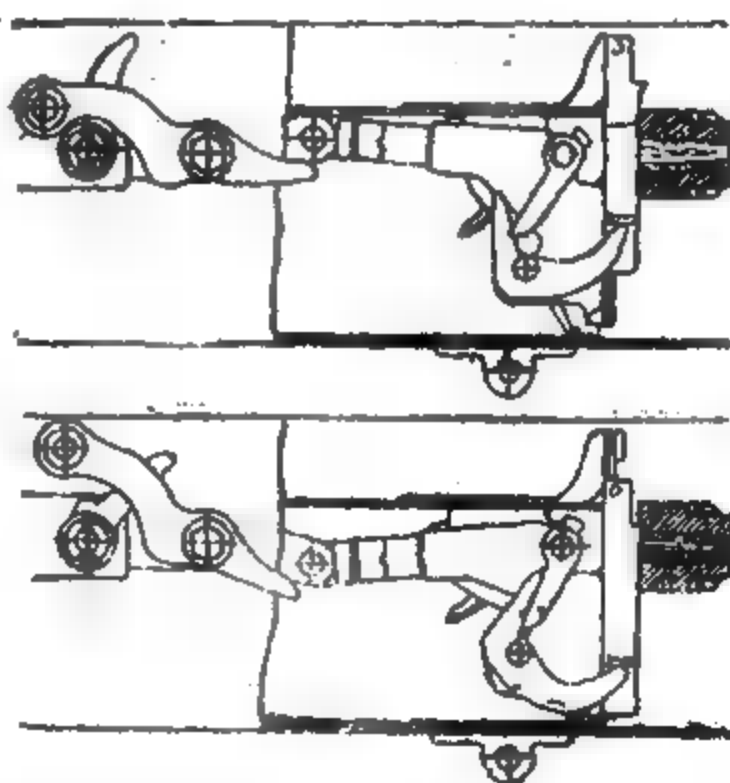


图237 马克沁重机枪的闭锁略图。

结构简单，而闭锁和开锁机构的动作可靠。在苏式武器中，这种闭锁机构采用在非自动武器中（例如，1944年式机枪和1941年式ПТРК反坦克枪）。

枪机回转式闭锁机构适用于导气式自动武器。

枪管短后座式自动武器最宜于采

用机头或闭锁套回转闭锁的机构，这种机构能使枪机开锁机构的工作与枪机加速机构的工作很好地结合起来。

MG-151式机枪和MG-17式机枪的闭锁机构（图281和239），可作为以机头和闭锁套实现闭锁的开锁和闭锁机构的例子。

在MG-151式机枪中，开锁是在枪管与枪机共同后座时进行的。开锁时机头上的滚柱与固定套筒（图中未示出）内的定形棱面相互作用，使机头回转，其断隔闭锁突起遂由枪管尾上的闭锁槽内退出。开锁时，机头上的滚柱也与机体上的定形棱面相互作用，迫使机体向后方发生相对于机头的运动，并压缩击针簧。机头回转以后，滚柱停在死点位置上，此时机体就不再给机头以回转力矩，因而消除了枪机前后运动时的机头楔开现象。

闭锁时，机头先与枪管尾部的定形突缘相互作用，开始转动，然后才在机体的定形斜面的作用下继续回转。

MG-17式机枪，也是在枪管与枪机共同后座时进行开锁。这时，闭锁套以其滚柱与固定机匣上的定形棱缘相互作用而发生转动，闭锁套回转时，枪机上的断隔闭锁突起即由闭锁套上的闭锁

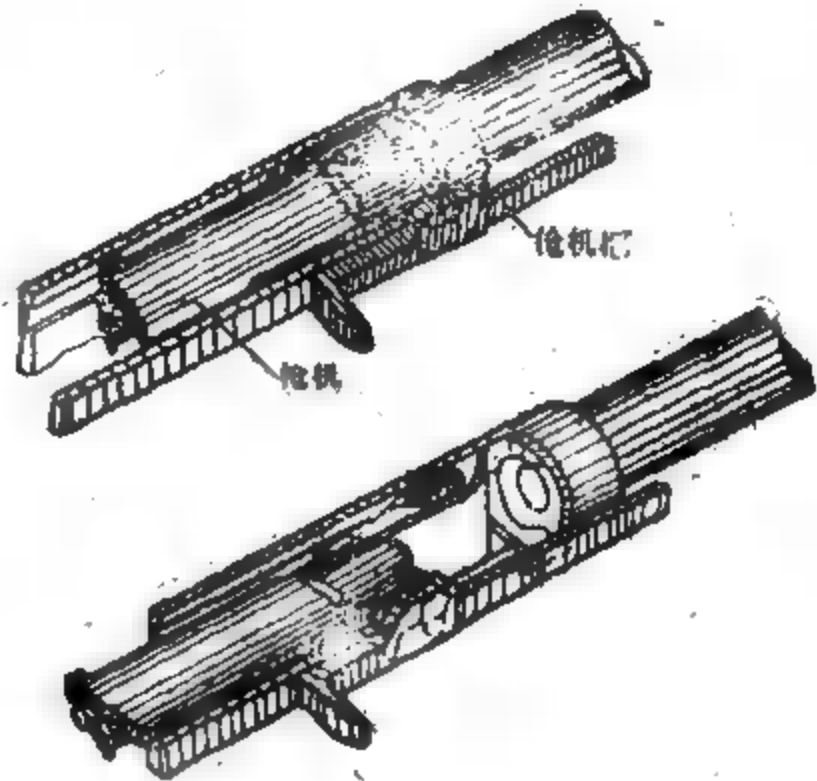


图238 枪机回转闭锁略图(波兰步兵枪)。



图239 閉鎖套閉鎖略图 (MG-17 式机枪)

槽内退出。退到后方位置时，枪管与閉鎖套一同被卡笋挂住，直到枪机回到前方位置时，才将枪管和閉鎖套从卡笋上解脱。

此后，在閉鎖套与枪机共同运动中，使枪机閉鎖。

利用机头和閉鎖套閉鎖的开閉鎖机构，能保証获得短的閉鎖部件，并且便于将开閉鎖机构的工作与加速机构的工作结合起来。因此，这类机构适用于枪管短后座式自动武器。

带閉鎖套的开閉鎖机构，常使武器中装設閉鎖套处的外廓尺寸加大，但这种机构中枪机的结构要比机头回轉式开閉鎖机构中的枪机简单一些。

§ 4 打开和关闭枪膛的机构 加速机构

1 打开和关闭枪膛的机构的基本类型

枪机是打开和关闭枪膛的基本零件。枪机在打开和关闭枪膛时的运动常用以使自动武器中各个主要机构发生运动。在这种情况下，枪机通常就是这些机构的主动构件。所以为了保証自动武器各主要机构的工作平稳，就必须使枪机在打开和关闭枪膛时的运动平稳，就是说枪机的运动不能有很大的加速度。

在打开或关闭枪膛时，枪机必須在很短的时间內产生很大的位移，在枪机质量很大的情况下，加速度如果不均匀，就将有很大的惯性力作用在枪机的各个零件上。所以，为了减小惯性力，就必须使在打开和关闭枪膛时，使枪机位移尽可能地小，枪机质量也尽可能地小。

在打开和关闭枪膛的期間內，在枪机运动的导向面上經常产生摩擦力，当枪机的位移很大时，此摩擦力的功可能很大，而且

还可能变化很大，这样就会使自动机的工作不稳定。所以为了减少摩擦力对自动机工作的影响，必须使枪机导轨的结构能保证产生的摩擦力很小，并且，这些摩擦力不因蒙尘的程度不同和有无润滑油而有很大的变化。为此目的，必须使枪机在运动时具有比摩擦力大得多的动能。

枪机在打开和关闭枪膛过程中的运动时间，常占自动机工作循环时间的很大一部分，所以在打开和关闭枪膛过程中枪机的运动时间应当与所要求的射速相适应。

根据枪机的运动性质，可以把打开和关闭枪膛的机构分为以下几类：具有滑动式枪机的机构，具有起落式枪机的机构，具有横向运动枪机的机构，具有回转式枪机的机构。



图240 具有滑动式枪机的打开枪膛的机构略图。

具有滑动式枪机的机构（图240）是用枪机沿枪膛轴向的直线平移运动来保证打开和关闭枪膛的。在这种机构工作时，枪机的位移必须很大，然而，在这种机构中，便于把枪机作为自动机中许多机构（如弹链供弹机构，把枪弹送入弹膛的机构，退壳机构）的基本主动构件，因而能保证武器的构造最为简单。

具有滑动式枪机的机构在现代自动武器中应用很广。



图241 具有起落式枪机的打开枪膛的机构略图。

具有起落式枪机的机构（图241）是利用枪机绕着垂直于枪膛轴线的转轴的摆动来保证打开和关闭枪膛的。当这种机构工作时，枪机不需要很大的位移，所以加速度和惯性力不大，易于保证枪

机的运动平稳。这种机构同时担当枪机的闭锁和开锁。但是，在这种情况下，枪机的运动不能直接用来重新装填。为了把枪弹送入弹膛和退壳，需要采用特殊的机构。这种特殊机构的工作是利用其中某一构件的运动（例如，枪管的运动）来实现的。所有这些都会使武器的结构复杂化。所以，在口径不大的自动武器中，这种机构采用不多。具有起落式枪机的打开和关闭枪膛的机构，仅在马德森式机枪中采用过。

具有横向运动枪机的机构（图242）是利用枪机在垂直于枪膛轴线方向上的平移直线运动来打开和关闭枪膛的。这种机构的优缺点与具有起落式枪机的机构相同，而且其外廓尺寸也不大。枪机横向运动的、打开和关闭枪膛的机构，在自动武器中用的很少，而常用在半自动炮中。在用横向运动的炮闩打开和关闭炮膛时，便于采用卡板式半自动机，以保证自动地打开炮闩和从弹膛内自动退壳。

例如在P.B-38反坦克枪上就是采用这种机构。



图242 枪机横向运动的打开枪膛机构略图。

在上述各机构中，都是以枪机为

基本构件，利用枪机的移动来打开枪膛。把枪机作为打开和关闭枪膛机构的基本构件，最便于在枪机移动时完成各项必要的工作。

枪管也可以用作此机构的基本构件，这就好像没有枪机一样，因此可以大大减小武器的外廓尺寸。但在笨重的枪管移动时会产生很大的惯性力，对射击精度也可能有很不利的影响。这些缺点限制着采用枪管作为打开和关闭枪膛机构的基本构件的可能性。因此，在现代自动武器中不用枪管作此机构的基本构件。

● 此处系指步兵自动武器而言。——译者注

利用枪管的运动来打开和关闭枪膛的机构（图 243），有时候采用在非自动武器上，例如，在捷克斯洛伐克的反坦克枪上，就是利用枪管沿其轴线的直线平移运动来打开和关闭枪膛的。这种机构可以称为具有滑动式枪管的机构。



图243 利用枪管运动来打开枪膛机构略图。

在运动用和打猎用的非自动武器上，以及在某些转轮枪上，都利用枪管的起落来打开枪膛（图244）。这种机构可称为具有起落式枪管的打开和关闭枪膛机构。

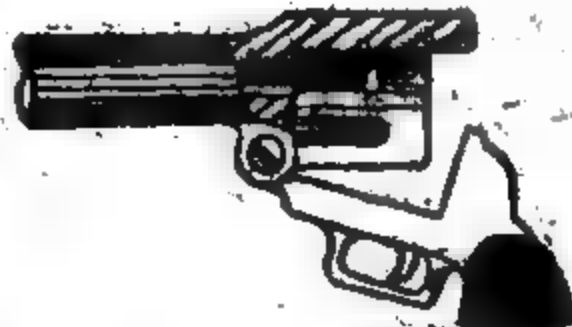


图244 具有起落式枪管的打开和关闭枪膛机构的略图。

直接利用枪管作为打开和关闭枪膛机构的基本零件，对自动武器来说是不适宜的。但是在某些情况下，把枪管的运动与枪机的运动结合起来利用，对自动武器来说，也可有利。

打开和关闭枪膛机构的构造，在很大的程度上取决于所采用的自动机的型式。

在导气式自动武器中，打开和关闭枪膛的机构，都利用导入气室内的火药气体能量进行工作。在这种情况下，火药气体直接作用在枪机框的活塞上，从而使枪机框获得动能。以后由于枪机与枪机框发生撞击扣合的结果，一部分动能传给了枪机。

在枪机后座式自动武器中，枪机的运动，是由于火药气体直接作用在枪机上的结果而产生的。

在枪管后座式自动武器中，打开和关闭枪膛的机构，都利用

枪管的动能来进行工作，枪管的动能是由作用在膛底的火药气体压力的作用得来的。在这种武器中，枪机在开锁快结束时所具有的动能，常常不足以保证打开和关闭枪膛的机构可靠地工作，和保证武器得到所要求的射速。所以，在枪管短后座式武器中，要采用特殊机构，把枪管的动能传递给枪机。

这种机构叫做加速机构，因为它们重新分配动能，以加速枪机的运动。

根据结构和工作原理，加速机构可以分为杠杆加速器、仿型加速器、凸轮加速机和弹簧加速器四种。

2 杠杆加速器

图 245 和 246 所示的是杠杆加速器，其动作如下：枪机开锁以后（枪管和枪机共同运动时），固定在与枪管相联接的套筒上（图245）或固定在机匣上（图246）的加速器杠杆，通过撞击把枪管的一部分动能传给枪机。在撞击时要损失一部分动能。这种加速器的优点是构造最简单，而且在制造零件时，对精度要求不高。但是，这种机构的撞击会大大降低机构零件的使用期限，并且使机构的动作不可靠。加速器产生撞击，使枪机的速度在很短的时间内发生变化，因而使枪机的加速度很大，致使供弹机构的工作条件变坏，而且在用枪机从弹链内抽出枪弹时，会产生最讨厌的故障，使弹丸由弹壳上脱出。



图245 杠杆加速器。



图246 杠杆加速器。

由于这些缺点，利用撞击作用的杠杆加速机在自动武器中没有获得广泛的应用。

在确定杠杆加速机中各构件的运动诸元时，可以利用下列公式●：

$$V'_0 = V_c - \frac{(V_c - V_0) \frac{1}{k} (1+b)}{1 + \frac{m_0}{m_3 k^2}}, \quad (12)$$

$$V'_3 = V_0 + \frac{(kV_c - V_0)(1+b)}{1 + \frac{m_3 k^2}{m_0}}, \quad (13)$$

式中 V_0 ; V_3 ; V'_0 ; V'_3 ——撞击前后枪管和枪机的速度；

m_0 ; m_3 ——枪管和枪机的质量；

b ——恢复系数；

k ——枪机对枪管的传递比。

考虑到在加速机工作之前枪管和枪机的速度相等 ($V_c = V_0$)，公式 (12)，(13) 可以改写为下列形式：

$$V'_0 = V_0 \left[1 - \frac{(1 - \frac{1}{k})(1+b)}{1 + \frac{m_0}{m_3 k^2}} \right], \quad (14)$$

$$V'_3 = V_0 \left[1 + \frac{(k-1)(1+b)}{1 + \frac{m_3 k^2}{m_0}} \right]. \quad (15)$$

得出公式 (14)，(15) 时，没有考虑加速杠杆的质量。在确定现有加速机构中枪管和枪机的速度时，运用这两个公式是很方便的。

在设计杠杆加速机时，问题在于合理地选择加速机上杠杆的尺寸（决定于传递比）。

在设计时，应以保证自动机在加速机工作之后能正常地工作为依据，来给定枪机在加速机工作之后的速度。

已知枪机和枪管在加速机工作前的速度，以及在加速机工作

之后所要求的枪机速度，就可以利用 (15) 式求出傳速比 k ，对 k 值解此公式便得

$$k = \frac{V_c m_c (1+b) + \sqrt{V_c^2 m_c^2 (1+b)^2 - 4 m_c m_g \Delta V_g (V_c (1+b) + \Delta V_g)}}{2 m_g \Delta V_g}$$

式中 $\Delta V_g = V'_g - V_c$ ——加速机工作时枪机的速度增量。

利用求得的 k 值，可以根据 (14) 式求出加速机工作后的枪管速度。

已知 k ，就可以选择加速杠杆的主要尺寸。例如，对图 245 所示的略图，可得

$$k = \frac{c}{a}。$$

3 凸輪加速机

为了保证加速机工作时无撞击，可采用凸輪加速机。这种加速机在结构上与杠杆加速机相似。它也有一个杠杆。但这种加速机中的杠杆是一个凸輪，它具有特殊的輪廓，此輪廓决定于枪管和枪机在加速机工作时的运动規律。

图 247 上所繪的就是一个凸輪加速机，这一机构在开锁枪机之后枪管与枪机共同运动过程中进行工作。

凸輪机构要求精确地制造各个零件和复杂的凸輪輪廓，这就使生产过程复杂和加工成本增高。但是凸輪机构的工作平稳，可使零件的寿命延长，使加速机本身和自动武器中与加速机联动并同加速机同时工作的其他主要机构的工作确实可靠。这种机构的这些优点，使它在现代自动武器中获得广泛的应用。

馬克沁机枪中的加速机 (图248) 是凸輪式加速机中一个特殊的亚种。在这种机枪中，枪机 (閉鎖机) 的加速与开锁同时开始，并利用同一曲柄连杆机构来实现，在曲柄軸上裝置的握把，即作加速机凸輪之用。

当枪管在后座力作用下与枪机共同运动时，握把与裝置在机匣上的滑輪相互作用，在相当长的运动路段上加速枪机。在这种

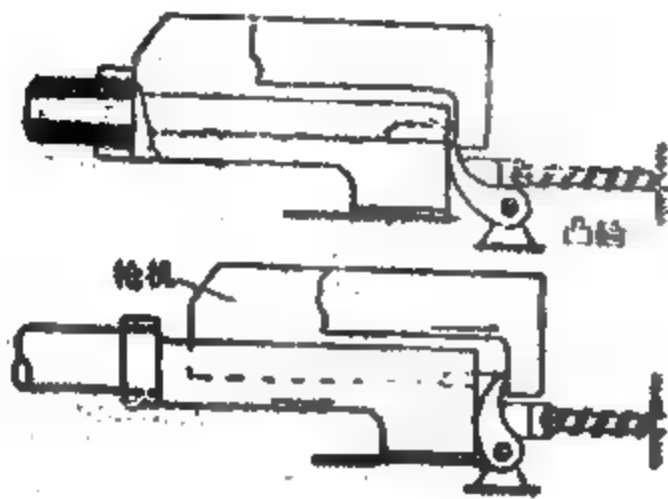


图247 勃朗宁重机枪中的加速机。

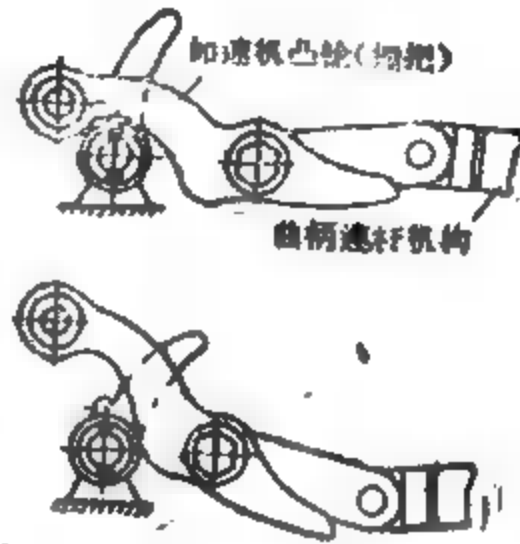


图248 马克沁重机枪的加速机。

机枪中，凸轮（握把）与曲柄连杆的组合件由于加速度较小，能保证枪机的平稳运动，这样，对各个零件的寿命以及加速机和机枪中与枪机有运动联系的其他主要机构的作用可靠性，都有着良好影响。

在设计加速机时，最好给定加速机工作结束时所要求的枪机速度，这个速度要能保证枪机获得足够的能量储备，以保证所需要的射击频率。

如果在第一次近似计算中忽略复进簧和摩擦力的作用，那么在加速机工作时没有动能损失。这种情况可以用下列方程式来表示之●：

$$\frac{Q_c + Q_s}{2g} V_1^2 = \frac{Q_c}{2g} V_0^2 + \frac{Q_s}{2g} V_s^2 \quad (16)$$

$$\text{或} \quad V_s^2 = V_1^2 \left(1 + \frac{Q_s}{Q_c}\right) - V_0^2 \frac{Q_s}{Q_c} \quad (17)$$

式中 V_1 ——加速机开始工作时枪管和枪机的速度；

V_0, V_s ——加速机工作时间内枪管和枪机的速度；

Q_c, Q_s ——枪管和枪机的重量；

g ——重力加速度。

● 加速机的质量略去不计。

給定枪机速度变化規律 $V_3 = f(t)$ 之后, 就可以根据(17)式求出枪管速度的变化規律 $V_c = f(t)$ 。图249中取枪机速度 V_3 随時間函数成綫性增长。这就保証枪机的加速度为常量, 在这种情况下枪机的慣性力最小。

在所得的图解中(图249)横座标軸表示時間, 但不知道時間的比例尺。

为了求出時間的比例尺, 必須給定枪管在加速机工作時間內的位移 x_{cy} 。

曲綫 $V_c = f(t)$ 和座标軸所限制的面积, 可用下式表示之:

$$S_{cy} = \int_0^{t_y} \frac{V_c}{\alpha_v} \cdot \frac{dt}{\alpha_t},$$

式中 α_v 和 α_t ——速度和時間的比例尺;

t_y ——加速机的工作時間。

面积 S_{cy} 按比例 α_v 表示枪管在加速机工作時間內的位移 x_{cy}

$$S_{cy} = \frac{x_{cy}}{\alpha_v},$$

但

$$x_{cy} = \int_0^{t_y} V_c dt.$$

因此,

$$\alpha_v = \alpha_t \alpha_v \text{ 或 } \alpha_t = \frac{\alpha_v}{\alpha_v}.$$

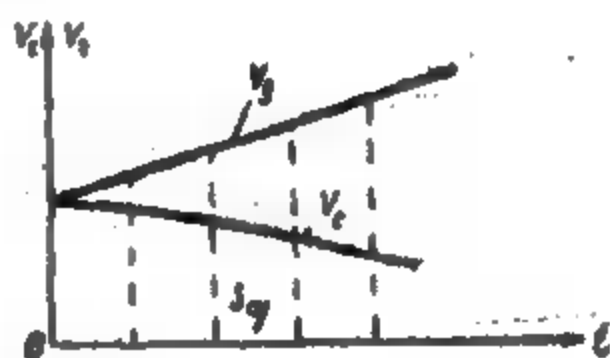


图249 $V_c = f(t)$ 和 $V_3 = f(t)$ 的图解。

知道了時間比例尺, 就可以根据所求得的图解, 用測定相应面积的方法求出关系式 $x_c = f(t)$ 和 $x_3 = f(t)$, 并进而求出枪机对枪管的相对位移随時間而变化的函数关系 $x_3 - x_c = f(t)$, 选出保証此相对位移的加速机凸輪輪廓。

下面将研究一个例子。假設已知下列数据:

枪管重量 $Q_c = 1.8$ 公斤;

枪机重量 $Q_3 = 0.8$ 公斤。

加速机开始工作时，枪管和枪机的速度 $V_1 = 6$ 米/秒。

令枪机速度随时间成线性规律增长，试求出加速机工作时期内枪机和枪管在某几个瞬间的速度（见表），并作出其图解（图 249）。

在作此图解时，取速度比例尺 $\alpha_v = 1$ 米/秒/厘米。

在所研究的情况下， $S_{cy} = 17.1$ 厘米²， $x_y = 0.008$ 米，所以。

$$\alpha_x = \frac{x_y}{S_{cy}} = \frac{0.008}{17.1} = 0.000468 \frac{\text{米}}{\text{厘米}}$$

和 $\alpha_t = \frac{0.000468}{1} = 0.000468 \frac{\text{秒}}{\text{厘米}}。$

利用已得出的比例尺，并在图（图 249）上画出相应的面积，就可得出加速机工作时枪管和枪机随时间而变化的位移（见下表）。

时 间 t (秒)	枪机速度 V_0 (米/秒)	枪机位移 x_0 (毫米)	枪管速度 V_c (米/秒)	枪管位移 x_c (毫米)	枪机相对位移 $x_0 - x_c$ (毫米)
0	4	0	4		0
0.000585	4.5	2.49	3.74	2.26	0.23
0.00117	5	5.27	3.46	4.37	0.9
0.001755	5.5	8.35	3.09	6.29	2.05
0.00234	6	11.7	2.67	8.00	3.7

假设根据图 250 所示的略图设计加速机，试确定该加速机的凸轮轮廓。

绘出枪管支承面 bce 、枪机支承面 AA 和加速机轴的起始位置（ O 点）。

研究枪机相对于枪管的运动（枪管不动，机匣和加速机轴朝枪管运动），作出对应于加速机轴在不同位置上各点 x_0 ， x_1 ， x_2 ， x_3 ， x_4 。并作出枪机支承面的几个对应位置（I—I；II—II；III—III；IV—IV）。然后把描图纸（图 252）蒙在这个作好了的相对运动略图上（图 251）。

在描图纸上要预先绘出加速机轴心 O 点和支承面 AA 。

为了得出加速机的工作轮廓，必须使描图纸（图252）和略图上（图251）的 O 点重合，然后转动加速机（描图纸）使 dk 线与枪管支承轮廓 bce 相切。

在描图纸的这个位置上，沿 AA 线在描图纸上画一直线；然后把描图纸上的 O 点移到略图的 x_0 点上，使加速机上的 dk 线重新与枪管支承轮廓 bce 相切。再沿 AA 线在描图纸上画一直线。根据这样的作图，在枪管走过自由行程 Ox_0 的过程中，加速机将不会参与工作。

之后，把加速机轴（描图纸上的 O 点）移至 x_1 点（略图）上，转动描图纸使加速机上的 dk 线重新与枪管支承轮廓 bce 相切，并在描图纸上沿略图上的 $I-I$ 线画一直线。

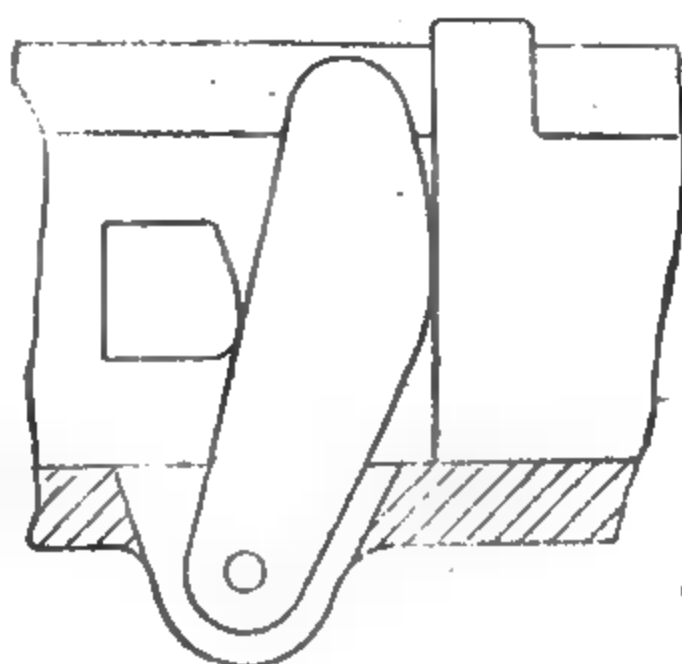


图250 加速机略图。

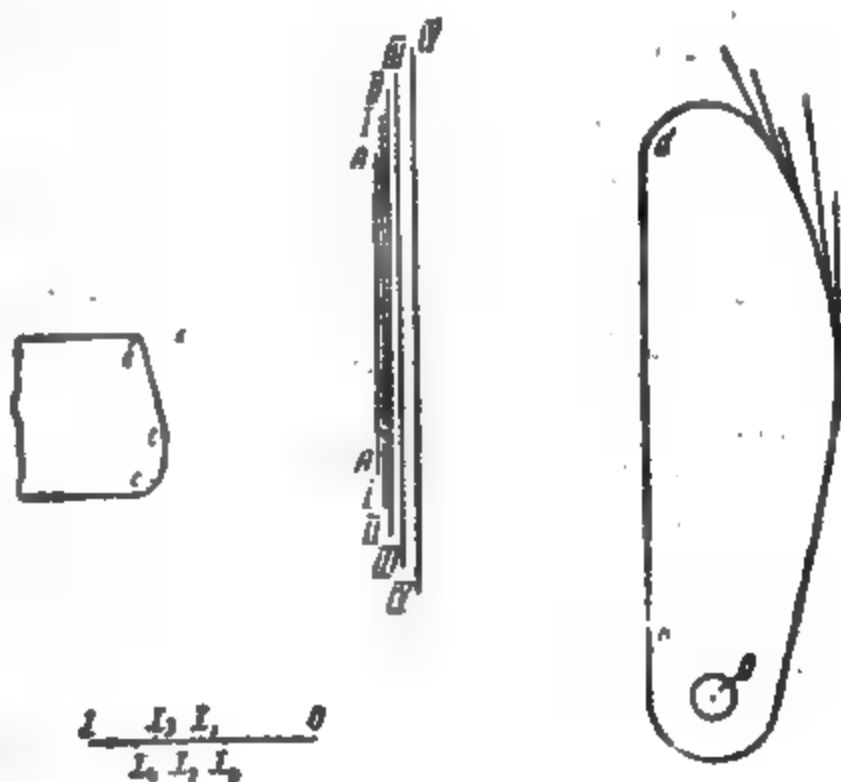


图251 绘制凸轮轮廓
(加速机)的略图。

图252 凸轮(加速机)。

在加速机軸移到 x_2, x_1 等点上时，重复上述作图，就可在描图紙上得出一組切綫，加速机的輪廓綫即包含在这組切綫內。

为了获得較紧凑的加速机，可以改变其轉軸的初始位置，枪管凸出部和枪机凸出部（即枪管支承面和枪机支承面）之間的初始距离，并且还可以給枪管与枪机支承凸出部以一定形状的輪廓。

加速机輪廓和枪管与枪机支承凸出部輪廓的全貌如图 250 所示。

茲求枪管和枪机作用在加速机上的慣性力。

作用在枪机上的力：

$$F_1 = \frac{Q_1}{g} x_1.$$

在此情况下：

$$x_1 = \frac{\Delta V_1}{\Delta t} = \frac{2}{0.00234} = 853 \frac{\text{米}}{\text{秒}^2},$$

因此，

$$F_1 = \frac{0.8 \times 853}{9.81} = 69.8 \approx 70 \text{ 公斤}.$$

作用在枪管凸出部上的力，可根据加速机工作快結束时，枪管的最大加速度求出，作曲綫 $V_0 = f(t)$ 的切綫，并以相应的比例尺量出其傾角的正切，即可求得：

$$x_0 = \frac{1.75}{0.00234},$$

所以

$$F_0 = \frac{Q_0}{g} x_0 = \frac{1.8 \times 1.75}{9.81 \times 0.00234} = 135 \text{ 公斤}.$$

因而可以求出作用在加速机軸上的力等于 65 公斤，这样就有可能檢查加速机的强度。

在上述計算加速机的过程中，不曾考虑枪机和枪管复进簧的阻力。

对于这些阻力的計算，在很短的时间間隔內，可以近似地取它們等于常量。

在考虑阻力时，根据给定的枪机速度求枪管在任意瞬间的速度基本方程式将为：

$$\begin{aligned} \frac{Q_c}{2g} V_{ci}^2 + \frac{Q_g}{2g} V_{gi}^2 - \Pi_{ci} \Delta x_i - \Pi_{gi} \Delta \xi_i \\ = \frac{Q_c}{2g} V_{c(i+1)}^2 + \frac{Q_g}{2g} V_{g(i+1)}^2 \end{aligned}$$

或

$$\begin{aligned} \frac{Q_c}{2g} (V_{ci}^2 - V_{c(i+1)}^2) + \frac{Q_g}{2g} (V_{gi}^2 - V_{g(i+1)}^2) \\ = \Pi_{ci} \Delta x_i + \Pi_{gi} \Delta \xi_i, \end{aligned} \quad (18)$$

式中 V_{ci} , V_{gi} ——枪管和枪机在任意时间 t_i 时的速度；

$V_{c(i+1)}$, $V_{g(i+1)}$ ——时间为 $t_{(i+1)} = t_i + \Delta t_i$ 时枪管和枪机的速度；

Q_c , Q_g ——枪管和枪机的重量；

Π_{ci} , Π_{gi} —— Δt_i 时间内枪管和枪机复进簧的平均阻力；

Δx_i , $\Delta \xi_i$ ——不考虑阻力时求得的枪管和枪机在 Δt_i 时间内的位移。

平均阻力 Π_{ci} 和 Π_{gi} 可根据 $\Pi_{ci} = f(x)$ 和 $\Pi_{gi} = f(\xi)$ 的图解和在不考虑阻力时所求得的位移 Δx_i 及 $\Delta \xi_i$ (在第一次近似计算中求得的位移) 求出。

利用上面所取的枪机速度变化规律 (图 249) 和公式 (18)，就可得出枪管速度的修正值。

图 253 的实线表示前面求出的枪管和枪机的速度变化规律，即在不考虑复进簧阻力时求得的枪管和枪机速度变化规律。

虚线表示在考虑复进簧阻力时枪管速度的变化规律。利用新曲线 (虚线) 所作出的加速机轮廓，将与前面得出的轮廓稍有不同，建议读者利用上述方法，根据已修正的枪管速度曲线作出加速机的凸轮轮廓。

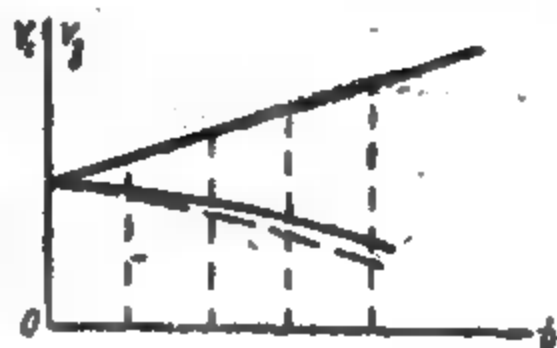


图253 $V_c = f(x)$ 和 $V_g = f(\xi)$ 图解。

当传递比 $k = \frac{V_1}{V_0}$ 由 1 平滑地增加时, 就能保证凸轮加速机的工作平稳 (无撞击)。但是用上述方法得出的加速机轮廓, 在机构工作现实条件下 (零件有制造误差时), 可能保证不了机构的平稳工作。因为, 由于上述原因, 加速机开始工作时的传递比可能比 1 大一些。这样, 在加速机工作时, 枪管的动能将依靠几次连续撞击传递给枪机。

为了研究这种加速机的工作, 必须利用撞击公式。

在加速机开始工作时 (第一次撞击), 可以利用公式 (14) 和 (15) 来计算枪管和枪机在撞击后的速度, 即

$$V'_0 = V_0 \left[1 - \frac{\left(1 - \frac{1}{k_1}\right)(1+b)}{1 + \frac{m_0}{m_0 k_1^2}} \right], \quad (19)$$

$$V'_1 = V_0 \left[1 + \frac{(k_1 - 1)(1+b)}{1 + \frac{m_0}{m_0 k_1^2}} \right], \quad (20)$$

式中 V_0 ——第一次撞击前枪管和枪机的速度;

V'_0, V'_1 ——第一次撞击后枪管和枪机的速度;

k_1 ——第一次撞击瞬间枪机对枪管的传递比;

m_0, m_1 ——枪管和枪机的质量;

b ——恢复系数。

在这次撞击以后, 枪管和枪机的运动联系将由于跳动而破坏, 枪管和枪机将分别在其弹簧阻力的作用下独自运动一个时期。但是, 由于加速凸轮的旋转, 枪管和枪机的联系又可能重新恢复, 并且在重建这种运动联系的瞬间, 枪管可能通过加速机对枪机产生第二次撞击。枪机和枪管在第二次撞击时的位置, 可用下列方法来确定。

枪机在第一次撞击后的位移可用下式求出:

$$x_1 = \int_0^t V_1 dt,$$

式中 V_1 ——在加速机发生第一次撞击后, 枪机和枪管没有运动

联系的时期内枪机的速度；

t ——时间。

由于计算的是枪机在各力作用下的单独运动（例如，复进簧阻力作用下的运动），积分符号内的速度 V_0 可用时间函数表示之。

上一积分式可以改写为下列形式：

$$x_0 = \int_0^t V_0 \frac{dx_0}{dt} dt = \int_0^{x_0} \frac{V_0}{V_0'} dx_0$$

式中 $V_0 = \frac{dx_0}{dt}$ ——加速机发生第一次撞击后，枪管与枪机没有运动联系的时期内枪管的速度；

x_0 ——枪管的位移。

如果加速机发生第一次撞击以后，枪管和枪机之间一直保持若运动联系，那么，枪机在加速机工作时期内的位移就应写为：

$$x_0' = \int_0^x \frac{v_0}{v_0'} dx,$$

式中 v_0 和 v_0' ——在枪管和枪机有运动联系的条件下，当加速机工作时枪机和枪管的速度。

后一表达式可以改写为：

$$x_0' = \int_0^x k dx,$$

式中 k ——加速机工作时，枪机与枪管的运动联系所确定的枪机对枪管的增速比。

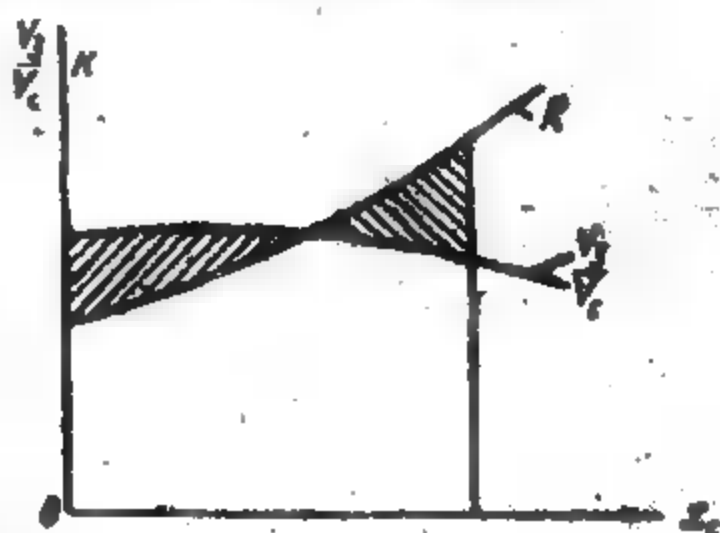
显然，在枪机与枪管没有运动联系时枪机的位移与它们之间有运动联系时枪机的位移相等时，枪管就将对枪机产生第二次撞击，也就是说，当 $x_0 = x_0'$ 时，加速机将产生第二次撞击。

用图解法确定第二次撞击的时间比较方便。

为此，必须在直角坐标系中作 $\frac{v_0}{V_0} = f(x_0)$ 和 $k = f(x_0)$ 两曲线，并把第一次撞击瞬间作为计算时间的起点（图254）。

利用图 254 上这两根曲线，使图上剖面线的两块面积相等，即可求出在加速机中产生第二次撞击时枪管的位移。

知道枪管和枪机在撞击后没有运动联系时的关系式 $V_c = f(x_c)$ 并知道关系式 $\frac{V_c}{V_0} = f(x_c)$ ，可以求出第二次撞击瞬间枪管和枪机的速度。



根据图 254 的图线也易于求出第二次撞击瞬间的 k_2 之值。

图254 $\frac{V_c}{V_0} = f(x_c)$ 和 $k = f(x_c)$ 的图解。

为了求出第二次撞击后枪管和枪机的速度，应当利用下列公式：

$$V'_0 = V_0 - \frac{(V_c - V_0 \frac{1}{k_1})(1+b)}{1 + \frac{m_c}{m_0 k_1^2}},$$

$$V'_c = V_c + \frac{(k_2 V_c - V_0)(1+b)}{1 + \frac{m_0 k_2^2}{m_c}},$$

式中 V_0 和 V_c ——第二次撞击前枪管和枪机的速度；

V'_0 和 V'_c ——第二次撞击后枪管和枪机的速度；

b ——恢复系数；

m_c 和 m_0 ——枪管和枪机的质量；

k_2 ——第二次撞击时枪机对枪管的传递比。

以后可以类似地求出第三、第四各次撞击后枪管和枪机的速度。

这样，枪管和枪机的速度随时间的变化关系曲线将如图 255 所示。

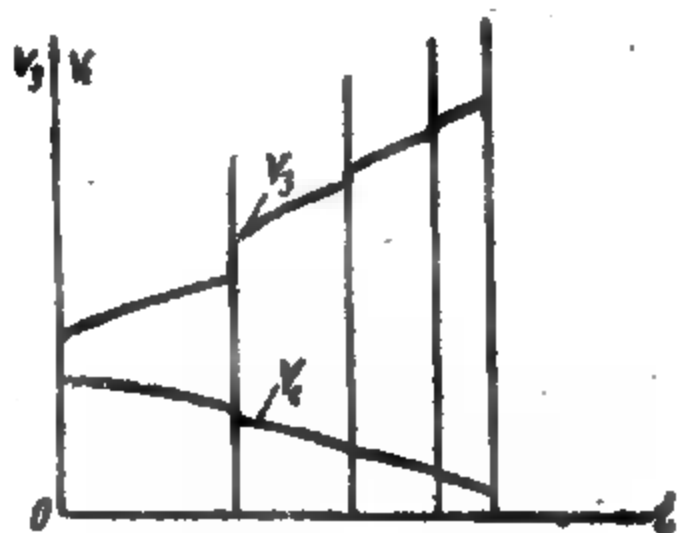


图255 $V_0 = f(t)$ 和 $V_3 = f(t)$ 的图解。

4 仿型加速器

图 256、257、258 所示都是仿型加速器。它是凸轮机构的变种。在这里，凸轮固定不动，起着靠模的作用。活动零件通常通过滚柱与靠模相互作用。

仿型加速器通常用来使枪机开锁，这样就能减少自动武器中机构的数量。

在使用仿型加速器时，枪机通常由机头和机体两部分组成。在这种情况下，加速器工作时，枪机（机头）的开锁和机体相对于机头的加速同时进行。

仿型加速机的结构主要取决于枪机闭锁的方法。

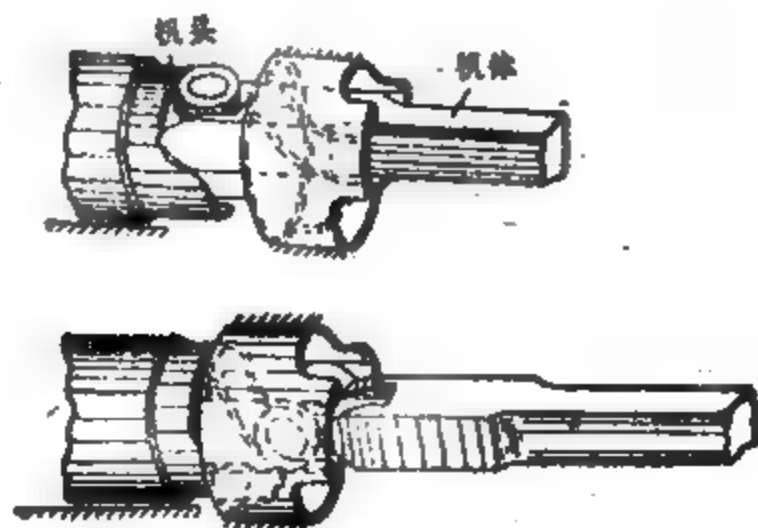


图256 用机头闭锁的仿型加速器 (MG-151机枪)。

图 256 是用机头闭锁的仿型加速机。在此机构中，当枪管和枪机在后座力作用下运动时，机头上的滚柱与闭锁套上（闭锁套是固定的）定形槽的侧面相互作用，使枪机开锁。机头转动时，两个滚柱同时还作用在枪机体的斜面上，使机体加速，并使

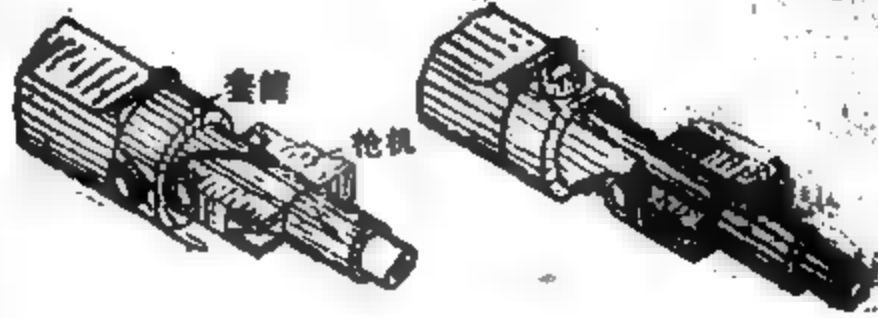


图 257 用闭锁套闭锁的仿型加速机 (MG-17 机枪)。

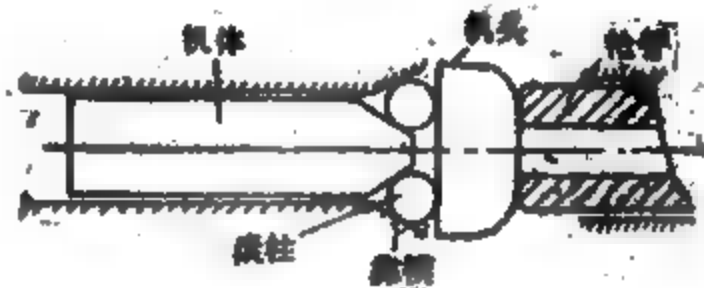


图 258 用滚柱闭锁的仿型加速机 (MG-42 机枪)。

机体内的击针簧待机。由于加速机的工作，在枪机开锁结束时，机体离开枪管和机头，并具有很大的速度。然后机体撞向机头并与之相连接。所以机体和机头共同运动的起始速度大于枪管的速度。

图 257 是用回转闭锁套闭锁的仿型加速机。在此机构中，枪机加速是在开锁枪机以后进行的。同时闭锁套上的定形面与枪机上的滚柱相互作用，使枪机加速。枪管在后座力作用下运动时，闭锁套借其滚柱与固定机匣上的定形面（靠模）相互作用，发生回转。

图 258 是用滚柱闭锁的仿型加速机。在此机构中，当枪机（机头）开锁时，闭锁滚柱向内收缩，使机体产生加速。滚柱是由于枪管后座时受到机匣定形板（靠模）的作用收缩的。

仿型加速机的构造通常都很复杂，因而零件的制造要求很精确，但它能保证机构的工作很平稳，并且能够把加速机构和闭锁机构的机能合并在一个机构内。这种加速机在现代自动武器中应

用极为广泛。

仿型加速机的计算方法与凸轮加速器相同，其特点只在于靠模轮廓的绘制。

现在我们研究一下图 259 所示加速机构靠模轮廓的绘制方法。

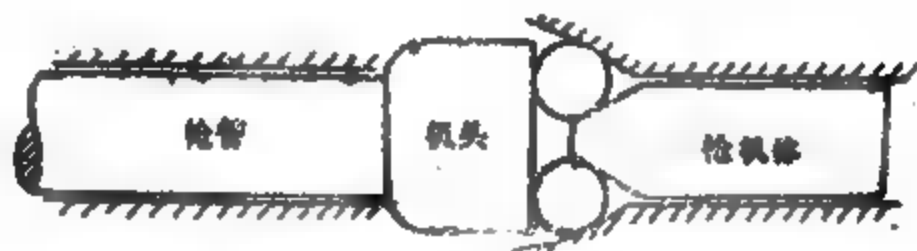


图259 仿型加速器略图。

在此机构中，当枪管和机头一起向后运动时，闭锁滚柱受定形板（靠模）的作用而向内合拢，同时作用在槽形机体上，使机体相对于枪管和机头加速。



图260 仿型加速机的简化图。

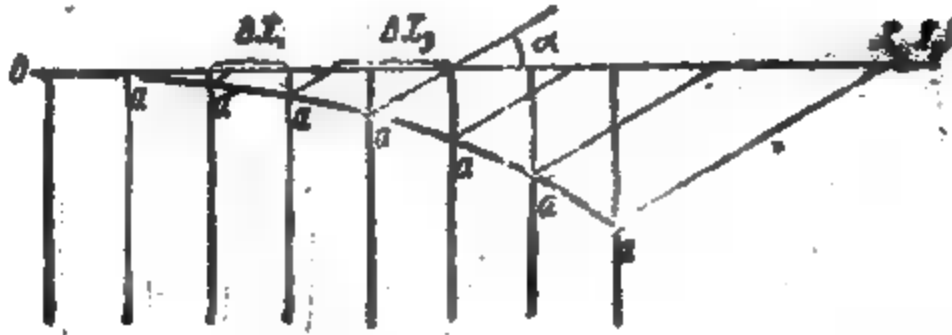
在这种情况下，为了作出靠模的轮廓，首先应当简化机构的略图。把机头、机体和靠模的工作表面移到滚柱的中心上去，而且只研究一个滚柱的工作（图 260）。

当已知枪机位移 x_1 与枪管位移 x_0 的关系时，用此略图就可以按下述方法作出靠模（移到滚柱中心上的）的理论轮廓。

作一水平线（图 261）并把它分成与 Δx_0 相对应的若干间隔，在每一间隔的末端作垂直线。

然后，在此同一水平线上截取与 Δx_1 相对应的若干线段，并由每一线段的末端作一直线与水平线成 α 角（图 261）。对应的斜线与垂直线的交点 a 就是靠模理论轮廓上的一点，因为这样作图时，对所研究的加速机的结构来说，当枪管作 Δx_0 的位移时，机体将相应地作 Δx_1 的位移。

用一平滑曲线连接所有的 a 点，即得靠模的理论轮廓。



■ 261 靠模輪廓的繪制。

为了求得靠模的实际轮廓，必須对所得曲线作一等距曲线，如图 262 所示。

为了作出具有回轉机头或閉鎖套的加速机的靠模轮廓(图256和257)，应当依据靠模的平均半径把实际机构方案的工作表面展成平面，

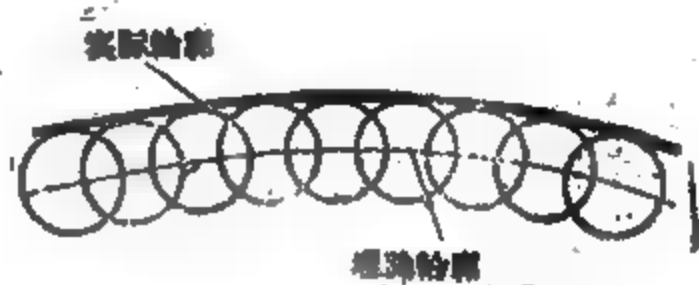


图262 靠模的实际和理論轮廓。

予以簡化。例如图 263 就是这种簡化了的仿型加速机的略图(是根据靠模平均半径展开的)，这个略图的实际結構如图256所示。



图263 仿型加速机簡化图。

图 263 上的略图和 259 图没有什么原則上的区别，因此完全可以利用同样的方法作出展开在平面上的靠模轮廓，然后根据实际加速器中靠模的平均半径将此轮廓卷起来，就可以得出实际的机头回轉式加速器。

5 彈簧加速器

图 264 所示是一个彈簧加速器的工作略图。在此机构中，彈簧是用来重新分配枪机和枪管的动能的，在枪管和枪机在后座力



图264 弹簧加速机的工作略图。

作用下共同运动的时期内，弹簧受到压缩，弹簧在枪机开锁后伸展，以加速枪机和缓滞枪管的运动。弹簧加速机比上述各种加速机有若干优点，它能保证很平稳的工作。这种加速机工作时，并无很大的力传给机匣，因为加速机簧的力（加速机工作时）对枪管和枪机系统来说都是内力。这就会减小整个武器后座时对枪架和底座的作用力。这种机构工作的可靠性取决于加速机簧的质量。

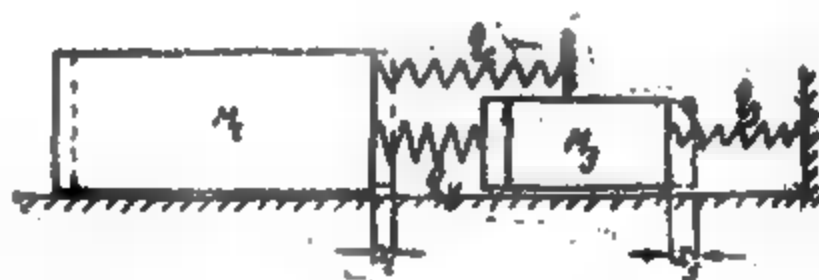


图265 弹簧加速机的工作简化图。

此外，这种加速机的结构一般都很复杂，并且，在用手重新装填时，需要压缩加速机簧。

由于这些缺点，弹簧加速机在现代自动武器中没有得到推广。对弹簧加速机的计算，可以采用下述方法进行：

研究一下枪管和枪机解脱联接后在加速机弹簧作用下的共同运动（图265），可以写出枪管和枪机的运动方程式如下●：

● 在研究其他各机构时，不管考虑到还是没有考虑到整个武器的运动，只要所研究的机构的实际略图能化成图265的形式，都可以采用下述计算方法。

$$M_c \ddot{x}_c = -\Pi_c - \Pi_y - R_c, \quad (21)$$

$$M_o \ddot{x}_o = -\Pi_o - R_o + \Pi_y, \quad (22)$$

枪管复进簧的内力 Π_c ，加速机弹簧的内力 Π_y 和枪机复进簧的内力 Π_o 可以写为：

$$\Pi_c = \Pi_{c0} + \eta_c x_c;$$

$$\Pi_y = \Pi_{y0} - \eta_y (x_o - x_c);$$

$$\Pi_o = \Pi_{o0} + \eta_o x_o.$$

把这些表达式代入 (21) 和 (22) 两式中，可得：

$$M_c \ddot{x}_c = -\Pi_{c0} - \eta_c x_c - \Pi_{y0} - \eta_y (x_o - x_c) - R_c, \quad (23)$$

$$M_o \ddot{x}_o = -\Pi_{o0} - \eta_o x_o - R_o + \Pi_{y0} - \eta_y (x_o - x_c), \quad (24)$$

式中 M_c 、 M_o ——枪管质量和考虑了加速机的质量时的枪机质量；

Π_{c0} 、 Π_{o0} 、 Π_{y0} ——枪管复进簧、枪机复进簧和加速机弹簧预压内力；

η_c 、 η_o 、 η_y ——枪管复进簧、枪机复进簧和加速机弹簧的刚度；

R_c 、 R_o ——作用在枪管和枪机上的摩擦力，其方向与枪管和枪机速度的方向相反；

x_c 、 x_o ——枪管和枪机的坐标。

方程式 (23) 和 (24) 可以写成下列形式：

$$\ddot{x}_c = -\frac{\Pi_{c0} + \Pi_{y0} + R_c}{M_c} - \frac{\eta_c + \eta_y}{M_c} x_c + \frac{\eta_y}{M_c} x_o, \quad (25)$$

$$\ddot{x}_o = -\frac{\Pi_{o0} + R_o - \Pi_{y0}}{M_o} - \frac{\eta_o + \eta_y}{M_o} x_o + \frac{\eta_y}{M_o} x_c, \quad (26)$$

或缩写为：

$$\ddot{x}_c + ax_c - bx_o + c = 0, \quad (27)$$

$$\ddot{x}_o + px_o - qx_c + r = 0, \quad (28)$$

式中，系数 a 、 b 、 c 、 p 、 q 和 r 表示下列关系：

$$c = \frac{\Pi_{c0} + \Pi_{y0} + R_c}{M_c};$$

$$r = \frac{H_{30} - H_{y0} + R_0}{M_3};$$

$$a = \frac{\eta_c + \eta_y}{M_c};$$

$$p = \frac{\eta_3 + \eta_y}{M_3};$$

$$b = \frac{\eta_y}{M_c};$$

$$q = \frac{\eta_y}{M_3} c$$

換用新的变量

$$y = x_c + k, \quad (29)$$

$$z = x_3 + \frac{a}{b} k - \frac{c}{b}, \quad (30)$$

式中

$$k = \frac{pc - bq}{pa - qb}, \quad (31)$$

則可将微分方程式 (27) 和 (28) 化为:

$$\ddot{y} + ay - bz = 0,$$

$$\ddot{z} + pz - qx = 0,$$

或者把 a 、 b 、 p 、 q 等值代入, 并相应地乘以质量 M_c 和 M_3 , 可得:

$$M_c \ddot{y} + (\eta_c + \eta_y) y - \eta_y z = 0, \quad (32)$$

$$M_3 \ddot{z} + (\eta_3 + \eta_y) z - \eta_y y = 0. \quad (33)$$

为了把这些方程式化为便于运用图解解析法的形式, 必須用主座标 Θ_1 和 Θ_2 来表示这些方程式, 取

$$y = \Theta_1 + \Theta_2, \quad (34)$$

$$z = \alpha_1 \Theta_1 + \alpha_2 \Theta_2, \quad (35)$$

式中 α_1 和 α_2 为常量。

代換座标之后可得:

$$M_c(\ddot{\Theta}_1 + \ddot{\Theta}_2) + (\eta_c + \eta_y)(\Theta_1 + \Theta_2) - \eta_y(\alpha_1 \Theta_1 + \alpha_2 \Theta_2) = 0, \quad (36)$$

$$M_3(\alpha_1 \ddot{\Theta}_1 + \alpha_2 \ddot{\Theta}_2) + (\eta_3 + \eta_y)(\alpha_1 \Theta_1 + \alpha_2 \Theta_2) - \eta_y(\Theta_1 + \Theta_2) = 0. \quad (37)$$

以 α_1 乘 (37) 式, 并与 (36) 式相加, 得

$$\begin{aligned} & \ddot{\Theta}_1(M_0 + M_2\alpha_1^2) + \Theta_1[\eta_c + \eta_y - 2\eta_y\alpha_1 + (\eta_c + \eta_y)\alpha_1^2] \\ & + \ddot{\Theta}_2(M_0 + M_3\alpha_1\alpha_2) + \Theta_2[\eta_c + \eta_y - \eta_y(\alpha_1 + \alpha_2) \\ & + (\eta_c + \eta_y)\alpha_1\alpha_2] = 0. \end{aligned} \quad (38)$$

以 α_2 乘 (37) 式, 并与 (36) 相加式, 得

$$\begin{aligned} & \ddot{\Theta}_2(M_0 + M_3\alpha_2^2) + \Theta_2[\eta_c + \eta_y - 2\eta_y\alpha_2 + (\eta_c + \eta_y)\alpha_2^2] \\ & + \ddot{\Theta}_1(M_0 + M_3\alpha_1\alpha_2) + \Theta_1[\eta_c + \eta_y - \eta_y(\alpha_1 + \alpha_2) \\ & + (\eta_c + \eta_y)\alpha_1\alpha_2] = 0. \end{aligned} \quad (39)$$

如果在方程式 (38) 和 (39) 中, 令

$$\eta_c + \eta_y - 2\eta_y\alpha_1 + (\eta_c + \eta_y)\alpha_1^2 = A,$$

$$\eta_c + \eta_y - 2\eta_y\alpha_2 + (\eta_c + \eta_y)\alpha_2^2 = B$$

并取 $M_0 + M_3\alpha_1\alpha_2 = 0,$ (40)

$\eta_c + \eta_y - \eta_y(\alpha_1 + \alpha_2) + (\eta_c + \eta_y)\alpha_1\alpha_2 = 0,$ (41)

则方程式 (38) 和 (39) 可写为,

$$\ddot{\Theta}_1(M_0 + M_3\alpha_1^2) + \Theta_1 A = 0,$$

$$\ddot{\Theta}_2(M_0 + M_3\alpha_2^2) + \Theta_2 B = 0.$$

解这些方程式时, 可以运用第二章所讲的图解解析法。

常量 α_1 和 α_2 可由 (40) 和 (41) 两式求出, 这两个公式可以写成下列形式:

$$\alpha_1\alpha_2 = -\frac{M_c}{M_3},$$

$$\alpha_1 + \alpha_2 = \frac{\eta_c}{\eta_y} + 1 - \left(\frac{\eta_c}{\eta_y} + 1\right)\frac{M_c}{M_3},$$

由此可得

$$\begin{aligned} \alpha_{1,2} = & \frac{1}{2} \left[\frac{\eta_c}{\eta_y} + 1 - \left(\frac{\eta_c}{\eta_y} + 1\right)\frac{M_c}{M_3} \right] \pm \\ & \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left[\frac{\eta_c}{\eta_y} + 1 - \left(\frac{\eta_c}{\eta_y} + 1\right)\frac{M_c}{M_3} \right]^2 + \frac{M_c}{M_3}}. \end{aligned} \quad (42)$$

圆周振动频率为:

$$p_1 = \sqrt{\frac{A}{M_c + M_3 \alpha_1^2}}$$

$$p_2 = \sqrt{\frac{B}{M_c + M_3 \alpha_1^2}}$$

p_1 和 p_2 同样可以用 α_1 和 α_2 表示。

实际上,

$$A = \eta_c + \eta_y - 2\eta_y \alpha_1 + (\eta_3 + \eta_y) \alpha_1^2 = \eta_c + \eta_y \alpha_1^2 + \eta_y (\alpha_1 - 1),$$

但 $\eta_c + \eta_y - \eta_y (\alpha_1 + \alpha_2) + (\eta_3 + \eta_y) \alpha_1 \alpha_2 = 0,$

或 $\eta_c + \eta_y \alpha_1 \alpha_2 = \eta_y (\alpha_1 - 1) (1 - \alpha_2),$

由此得 $\eta_y (\alpha_1 - 1)^2 = \frac{(\eta_c + \eta_y \alpha_1 \alpha_2) (\alpha_1 - 1)}{1 - \alpha_2}.$

将此表达式代入系数 A 的表达式中, 得

$$A = \frac{(\alpha_2 - \alpha_1) (\eta_c + \eta_y \alpha_1)}{\alpha_2 - 1}.$$

另一方面,

$$M_c + M_3 \alpha_1^2 = M_c \left(1 + \frac{M_3}{M_c} \alpha_1^2 \right) = M_c \left(1 - \frac{\alpha_1^2}{\alpha_1 \alpha_2} \right) = M_c \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_2}.$$

因此,

$$p_1 = \sqrt{\frac{(\eta_c + \eta_y \alpha_1) \alpha_2}{M_c (\alpha_2 - 1)}} = \sqrt{\frac{\eta_c + \eta_y \alpha_1}{M_c} \left(\frac{1}{1 - \frac{1}{\alpha_2}} \right)}.$$

同样也可以证明:

$$p_2 = \sqrt{\frac{\alpha_2 (\eta_3 + \eta_y) - \eta_y}{M_3 \alpha_2}} = \sqrt{\frac{\eta_3 + \eta_y - \frac{\eta_y}{\alpha_2}}{M_3}}.$$

主坐标 Θ_1 和 Θ_2 可以用座标 y 和 z 表示如下:

$$\Theta_1 = \frac{z - \alpha_2 y}{\alpha_1 - \alpha_2}, \quad \Theta_2 = \frac{\alpha_1 y - z}{\alpha_1 - \alpha_2}.$$

因此, 主坐标的起始值为:

$$\Theta_{01} = \frac{z_0 - \alpha_2 y_0}{\alpha_1 - \alpha_2}, \quad \Theta_{02} = \frac{\alpha_1 y_0 - z_0}{\alpha_1 - \alpha_2},$$

式中 y_0 和 z_0 ——座标 y 和 z 的起始值。

前面曾取

$$y = x_c + k \text{ 和 } z = x_0 + \frac{a}{b} k - \frac{c}{b},$$

式中

$$k = \frac{rc - br}{pa - qb}。$$

如果认为在 $t = 0$ 时, $x_c = 0$ 和 $x_o = 0$, 则可得

$$y_o = k \text{ 和 } x_o = \frac{ak - c}{b}。$$

将 a 、 b 、 c 、 r 、 p 、 q 等值代入, 同样可以得出:

$$k = \frac{f_c \left(\frac{\eta_c}{\eta_y} + \frac{\eta_o}{\eta_o} \right) + f_o + f_y}{1 + \frac{\eta_c}{\eta_y} + \frac{\eta_o}{\eta_o}},$$

$$\frac{ak - c}{b} = \frac{f_c \frac{\eta_y}{\eta_o} + f_o \left(1 + \frac{\eta_o}{\eta_y} \right)}{1 + \frac{\eta_c}{\eta_y} + \frac{\eta_o}{\eta_o}},$$

式中

$$f_c = \frac{p_c + R_c}{\eta_c}; \quad f_o = \frac{p_o + R_o}{\eta_o}; \quad f_y = \frac{p_y}{\eta_y}。$$

研究弹簧加速器工作时所必需的图解作图, 如图 266 所示。

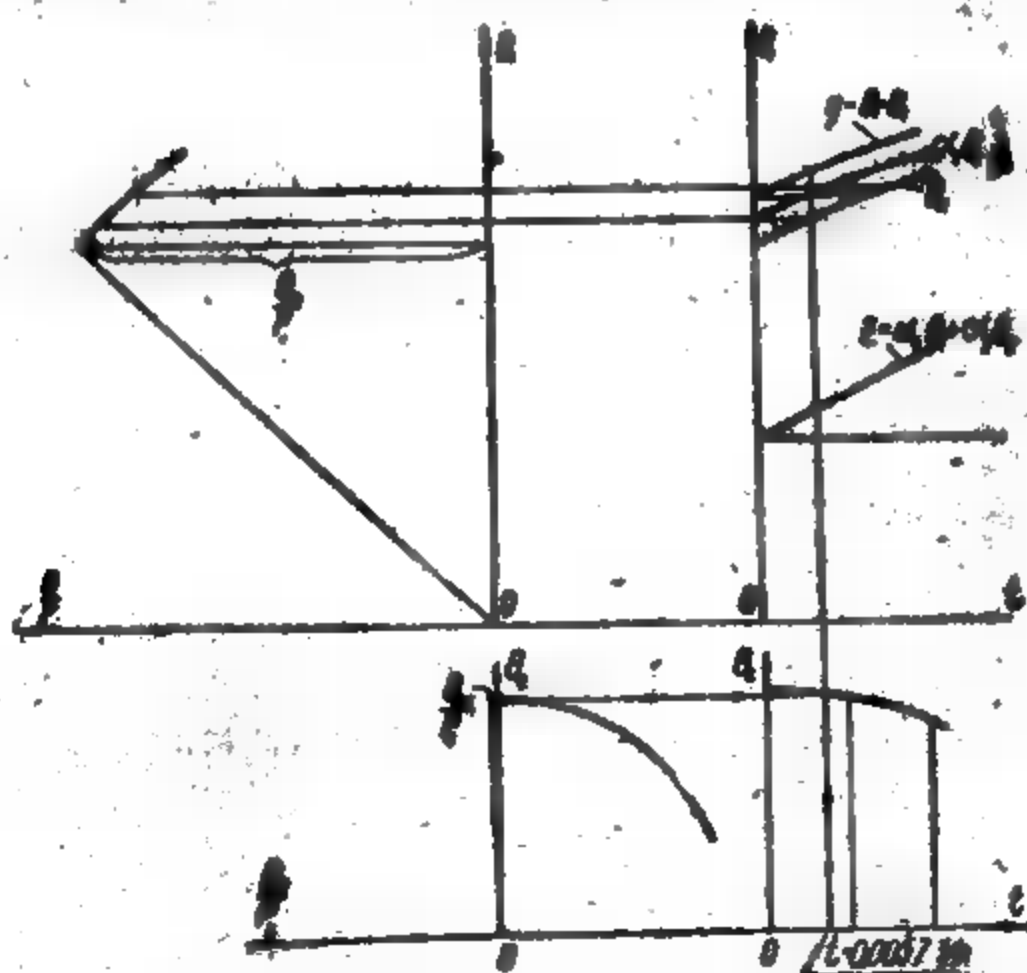


图266 图解作图。

如果用前面讲过的方法来研究枪管和枪机在弹簧加速器工作时的运动，就必须进行大量而复杂的计算工作和图解作图，这在实际工程计算时很不方便。下面将阐述枪管和枪机在弹簧加速器工作时，运动诸元的近似算法。运用近似方法时，在加速器工作时期内的变量 \ddot{x}_c 和 \ddot{x}_3 可用平均常量来代替，取

$$\ddot{x}_c = I_c = - \frac{\Pi_{c,cp} + \Pi_{y0} + R_c}{M_c}, \quad (43)$$

$$\ddot{x}_3 = I_3 = - \frac{\Pi_{30} + R_3 - \Pi_{y0}}{M_3}, \quad (44)$$

式中 I_c , I_3 ——加速器工作时，枪管和枪机的平均加速度；

$\Pi_{c,cp}$ ——加速器工作时，在枪管位移 x_1 内枪管复进簧的平均内力；

$$\Pi_{c,cp} = \frac{\Pi_{c0} + \Pi_{cx1}}{2};$$

Π_{30} , Π_{y0} ——加速器开始工作时枪机复进簧和加速器弹簧的初始内力，

M_c , M_3 ——枪管质量和考虑了加速器质量时的枪机质量；

R_c 和 R_3 ——作用在枪管和枪机上的摩擦力。

微分方程式 (43) 和 (44) 的解，可以写作如下形式：

$$x_{c1} = V_1 t_1 + \frac{I_c t_1^2}{2}, \quad (45)$$

$$x_{31} = V_1 t_1 + \frac{I_3 t_1^2}{2}. \quad (46)$$

由此可得，

$$V_2 = V_1 + I_c t_1, \quad (47)$$

$$W_2 = V_1 + I_3 t_1. \quad (48)$$

式中 V_1 ——加速器开始工作时，枪管和枪机的速度；

t_1 ——加速器的工作时间；

x_{c1} , x_{31} ——加速器工作时，枪管和枪机的位移；

V_2 , W_2 ——加速器工作结束瞬间枪管和枪机的速度。

在运用近似法时，建议取如下的计算顺序：

1) 知道了枪管位移 x_{c1} 之后, 按公式 (45) 求出时间 t_{c1} ;

2) 按公式 (46) 求出枪管位移 x_{a10} 。

在第一次近似中求得枪管和枪机在加速机工作时的位移 x_{c1} 和 x_{a1} 之后, 便可按下列公式更精确地求出枪管和枪机的平均加速度 I'_c 和 I'_a 。

$$I'_c = - \frac{\Pi_{c,op} + \Pi_{y,op} + R_c}{M_c},$$

$$I'_a = - \frac{\Pi_{a,op} - \Pi_{y,op} + R_a}{M_a},$$

式中 $\Pi_{y,op}$ ——加速机弹簧的平均内力;

$\Pi_{a,op}$ ——枪机复进簧的平均内力。

$\Pi_{y,op}$ 和 $\Pi_{a,op}$ 量可根据枪机复进簧和加速机簧工作的图解求出 (根据已知位移 x_{y1} 和 $x_{a1} - x_{c1}$), 也可以按公式

$$\Pi_{y,op} = \frac{\Pi_{y0} + \Pi_{y1}}{2}; \quad \Pi_{a,op} = \frac{\Pi_{a0} + \Pi_{a1}}{2};$$

用解析法求出。式中

$$\Pi_{y1} = \Pi_{y0} + \eta_y (x_{y1} - x_{c1}); \quad \Pi_{a1} = \Pi_{a0} + \eta_a x_{a1}.$$

知道了平均加速度 I'_c 和 I'_a , 并预先求出了更精确的时间 t_{c1} , 就可以根据 (46)、(47) 和 (48) 式求出更精确的 x_{c1} , V_{c1} , Π_{c1} 。

上述精确计算法和近似计算法, 不仅可用以计算加速机, 而且, 对于其他情况, 只要所研究的实际机构略图可以化为图 105 形式, 就可以运用。

前面已指出, 某些加速机在枪机开锁后工作, 而某些则在枪机开锁过程中工作, 这些类型的加速机都各有其优点和缺点, 并且都采用在现代自动武器中。

枪机开锁后工作加速机, 工作条件较好, 因为工作时加速机中各个零件不承受火药气体压力, 这有助于提高机构工作的可靠性和零件的寿命。但是, 在加速机这样进行工作时, 不可避免地要求枪管有相当大的行程, 以保证开锁机构和加速机构能够相继地进行工作。增加枪管行程, 通常就要增加机匣长度, 因此, 也就要增加整个武器的外形尺寸和重量。此外, 开锁机构和加速

机构依次相继进行工作，会妨碍射速的提高。

开锁机构和加速机构同时进行工作，就没有这些缺点。但会使加速机构的工作条件变坏，因为枪机的开锁通常是在火药气体压力很大的情况下进行的，此压力作用在机构的各个零件上，从而增加了各零件的磨损，降低零件的使用期限。为了减少摩擦力，在这种加速机构中常采用滚柱，用滚动摩擦代替滑动摩擦。

§5 向受弹器供弹的机构

1 主要的供弹方法

在任何自动武器中，供弹的过程就是把枪弹由弹匣或弹链中顺次推入弹膛。

供弹是自动重新装填的最重要的一部分，它在很大程度上决定着自动机工作的可靠性，因此，无论在设计新武器时或研究现有武器的结构时，都必须特别仔细地加以研究。

在任何自动武器中，为了实现供弹，都必须在自动机的一个工作循环内完成以下两个基本动作：

1) 移动弹匣内或弹链内的枪弹，使次一发枪弹进入受弹器。

2) 将枪弹从受弹器推送入膛。

为了完成这两个动作，常采用构造和动作原理都不相同的机构，因而需要分别地研究向受弹器供弹的问题和由受弹器将枪弹送入弹膛的问题。

枪弹容器（弹链或弹匣）和送弹（在弹链或弹匣内的枪弹）机构是保证向受弹器供弹所必不可少的结构元件。

其中，前者在很大程度上决定着后者的结构和向受弹器供弹的整个供弹方式。

按照装弹的方法（用弹链或弹匣），可将供弹分为两种基本形式：弹链供弹和弹匣供弹。第一种情况是把枪弹装在弹链上，

然后送入受弹器；第二种情况是把枪弹装在弹匣内，然后送入受弹器。

自动武器的弹匣供弹与非自动武器相同，它最主要的优点是向受弹器供弹时可以不利用火药气体能量（即旁路能源），因而使武器的结构简单。这个优点使弹匣供弹至今还能在自动武器中得到广泛的应用。弹匣供弹的另一重要优点是整个构造都很简单，但是在弹匣供弹时，很难保证弹匣具有很大的容量，因而使自动武器的实际射速受到限制，因为更换弹匣需要很多的时间。所以，弹匣供弹主要用于半自动武器和射速要求不大的自动武器中。

弹链供弹只能在自动武器中使用。由于弹链具有很大的容量，故能保证武器有很大的实际射速。此种供弹方式，广泛用于重机枪和特种机枪中。弹链供弹要比弹匣供弹的〈重量〉小得多，（即枪弹数量相等时空弹链的重量要比空弹匣的重量小）。例如，若把分配在一发枪弹上的弹链或弹匣的重量比较一下，就会发现德式机枪中弹盘的这一重量，几乎比马克沁机枪中弹链的这一重量大至十倍●。

即使弹链供弹有一些缺点（如使武器结构复杂化，弹链过长使武器不便于操作等），但由于目前特别要求提高武器的射速，故弹链供弹已开始用在轻机枪和大口径机枪上使用。

弹匣供弹在手提式步兵武器（轻机枪、反坦克枪、冲锋枪、步枪和手枪）中应用很广，在大口径机枪和特种机枪上也使用它。

弹匣在武器上安装的位置，可以是多种多样的，必须根据每一种具体情况，由对武器的特殊要求来决定。

在步枪和冲锋枪上，弹匣一般装置在机匣的下方。这种装置弹匣的方法，使武器的结构非常紧凑，并且也不限制射手的视界。这样配置弹匣，在步枪上还能保证便于用弹夹装弹。手枪的

● 即使考虑弹链的重量，弹链供弹的这一优点仍能保持。

彈匣一般裝在握把內；在輕機槍和反坦克槍上，彈匣的安裝位置則是各種各樣的（上、下、左、右和形成各種不同的角度）。

每一種裝置彈匣的方法都各有其優點和缺點。彈匣裝置在上方位時，更換彈匣方便，但限制了射手的視界，結果必須把瞄準裝置移向側方。彈匣裝置在下方時，射手的視界不受限制，對瞄準裝置的安裝也沒有什麼限制，但更換彈匣就比較不方便，並且當彈匣很長時，就要增加火綫高度，因而不便於臥射。

如果彈匣裝置在側方（左或右），武器的重心就要移向一邊，形成一個力矩，使武器向裝置彈匣的一邊傾側，致使射擊精度不好。

為了避免這些缺點，可以對稱地裝置彈匣，如MG-84式機槍那樣。在這種機槍上，槍彈裝在機匣左右兩側的兩個彈鼓內，這兩個彈鼓依次輪流供彈，因而不致改變武器重心的位置，沒有上面提到的那些缺點，但是它的結構又複雜了。

在大口徑機槍和特種機槍上，彈匣配置的方式也是極其多種多樣的，配置方式的選擇，除了上述原因以外，還決定於武器固定在槍架和槍座上的條件，以及滿足武器瞄準時所需回轉角的可能性。例如，在坦克機槍上，將彈匣配置在下方時，可能使裝在炮塔內的武器的射角大受限制。

保證彈匣供彈的主要元件是彈匣和送彈機構。

2 彈 匣

彈匣的主要功用是容納一定數量的槍彈，並保證及時地把槍彈推入受彈器，等待推入彈膛。

任何自動武器的供彈機構都在很大程度上決定着整個自動機工作的可靠性，而供彈機構工作的可靠性又主要是決定於槍彈的運動是否有規律而又平穩，這主要取決於彈匣的形狀和尺寸。所以彈匣的形狀和尺寸應當保證槍彈在彈匣內的運動有規律。

但是，彈匣的形狀和尺寸在很大程度上決定於其攜帶是否方

便。携带方便与否，是携带备用枪弹（或弹匣）量的先决条件。（对手提式轻武器尤其如此）。所以弹匣的形状和尺寸应当保证运送方便。

弹匣的形状和尺寸，通常决定着武器在战斗状态下的外部尺寸，因而也决定着武器在战斗条件下的隐蔽性和运动性。所以，弹匣的形状和尺寸应当取决于武器战斗使用的方便性。

武器最主要的战斗性能——实际射速——在很大程度上决定于弹匣的容量。通常弹匣容量越大，实际射速也就越高。所以弹匣容量在尺寸允许的范围內应当尽可能大些。

由受弹器向弹膛供弹的过程是自动机工作的基本部分。这一过程的好坏主要取决于由受弹器取出枪弹的条件；所以，为了保证自动机的正常工作，弹匣应当保证由受弹器取出枪弹时所需的阻力很小而又稳定。

在运送弹匣的各种条件下，都应当使枪弹能够牢靠地装在弹匣內，而不致改变它在弹匣內的位置。

可换弹匣的质量，主要决定于装填枪弹是否方便和迅速。装填弹匣的速度愈高，保证一定火力所需要的弹匣数量也就愈少。所以装填弹匣应当迅速而方便。

整套弹匣的重量常占武器全重的很大一部分，有时甚至会超过武器的重量。所以，为了提高武器的机动性，弹匣重量应该尽可能小些。

弹匣的形状，在各种不同勤务负荷的作用下，都不应遭到破坏。因为，弹匣个别组成部分的微小变形，都会使供弹机构在工作中发生故障。所以弹匣应当具有良好的强度。弹匣也应对抵抗外界影响（潮湿污垢等）有良好的耐久性；弹匣和供弹机构的内部应该可靠地密封，以免灰尘进入。

最后，可换弹匣装备的数量很大，因而应特别注意保证制造简单和成本低廉。

此外，各种武器的特殊使用条件，还可能对弹匣提出补充要

求。例如，有时候希望射手能够看到弹匣内的枪弹数量，有时要把弹匣用作辅助支柱或握把。

根据弹匣与武器连接的特点，可将弹匣分为以下三种：即可换弹匣、固定弹匣和通用弹匣。

可换弹匣是指这样一种弹匣，它在枪弹用完以后，可以由武器上取下，再换上装满枪弹的弹匣。

固定弹匣不能从武器上取下，用完枪弹以后，可以在武器上重新装弹。

通用弹匣是这样一种弹匣，装弹时可以不从武器上取下弹匣，也可以用预先装好枪弹的弹匣来替换。

可换弹匣通常能保证最大的实际射速，因为更换弹匣的时间要比固定弹匣装填的时间少。因此，在很短的时间内要求有较大的实际射速的自动武器中（冲锋枪、轻机枪、手枪），可换弹匣得到广泛的应用。

但是，采用可换弹匣的武器的巨大实际射速，是靠携带足够多的、装好枪弹的弹匣来实现的。因而，也就是靠减低武器的机动性来实现的。

例如，德普式机枪所配备的五个空弹匣的重量，就几乎等于整个武器的重量。

减小可换弹匣的重量，就要降低弹匣的强度，因而会在使用时使大部分可换弹匣不合用。

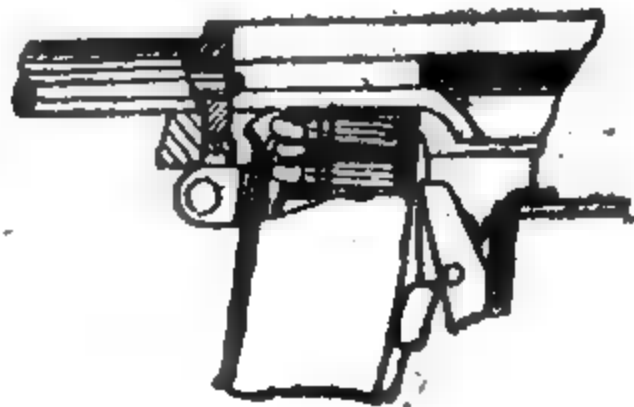


图267 PMC-43的可换弹匣。

此外，与武器分开携带的可换弹匣，在战斗中还易于散失。然而，尽管可换弹匣有这些缺点，它还是广泛地采用在现代自动武器中。因为实际射速高的要求，决定着武器的主要战斗性能，为了保证这个要求，只好容忍由此产生的这些缺点。

固定弹匣可以大大降低武器在战斗状态下的全重，甚至在增

加了彈匣強度的條件下，也能降低其全重。它沒有可換彈匣的那些缺點；但是，即使應用快速裝彈裝置，武器的實際射速仍然較小，固定彈匣主要用在步槍上，有時也用在輕機槍和手槍上。

通用彈匣實質上是可換彈匣的變種，裝彈時可以不由武器上取下。這種彈匣，在某些情況下可以用更換彈匣的方法來提高武器的實際射速，但一般作為固定彈匣使用。

這種彈匣具有可換彈匣和固定彈匣的缺點，但在程度上要輕一些，它主要是用在步槍上。

1943年式ППС衝鋒槍的彈匣（圖267）可以作為可換彈匣的例子，1891/30年式步槍的彈匣（圖268）可作為固定彈匣的例子，CBT-40式步槍的彈匣（圖269）可作為通用彈匣的例子。

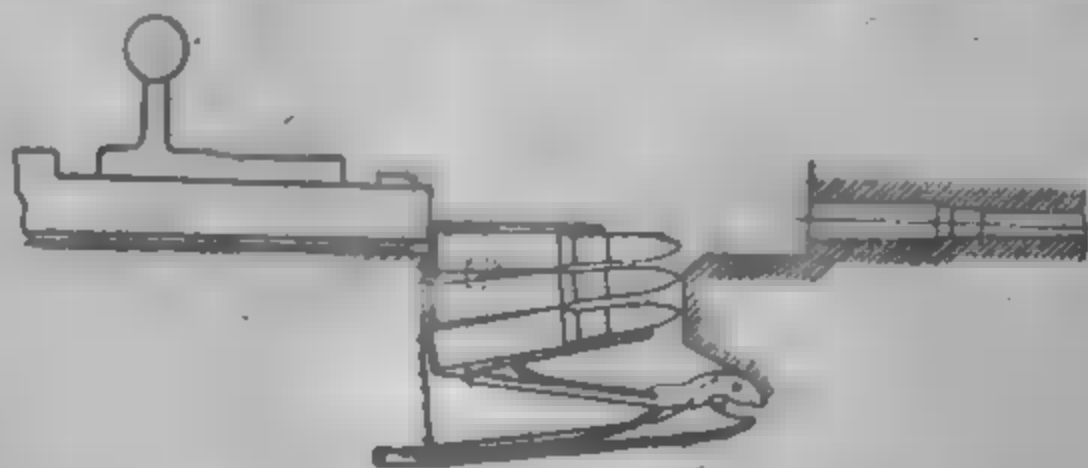


圖268 1891/30式步槍的固定彈匣。

固定彈匣和通用彈匣，一般用橋夾或漏夾來裝彈。用橋夾裝彈時，應將槍彈從彈夾內推出，壓入彈匣（彈倉）。

1891/30年式步槍上彈倉的裝彈（圖270），可作為用橋夾裝填的例子。

用漏夾裝填彈匣，是把裝滿槍彈的彈夾裝入彈倉。

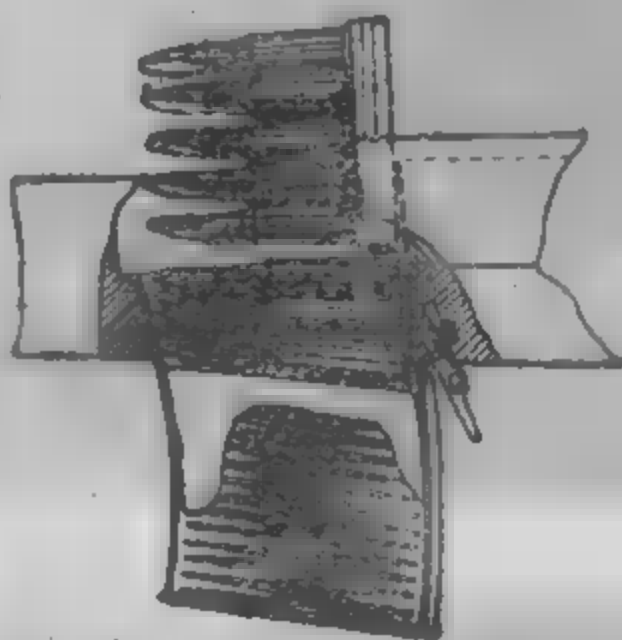


圖269 CBT-40步槍的通用彈匣。

在枪弹向受弹器供弹时从弹夹内推出。通常在全部枪弹都被推出之后，弹夹可在专用弹簧或重力作用下由弹仓中落下。

1941年式 ПТРС 反坦克枪上弹仓的装填（图271），可作为这种装填的例子。

根据弹夹内枪弹排列的情况，可将装填弹仓的弹夹分为单行的和双行的两种，图 270 上的弹夹是单行排列的，而图 271 上的弹夹则为双行交错排列的。



图270 1891/30 年式步枪上弹仓的装填情形。



图 71 ПТРС-11 弹仓的装填情形。

采用何种形式的弹夹和弹夹的形状，决定于弹仓的结构。

可换弹匣和通用弹匣还可以根据弹匣与受弹器连接的方式进行分类。

大部分弹匣与受进弹器做得使枪弹在送入弹膛之前，被弹匣本身的元件卡住。但有时弹匣上没有做受弹器，受弹器直接做在武器上。使用这种弹匣，可以简化弹匣的结构，且不必根据弹匣的数量制造大量的受弹器，此外，把受弹器安置在武器上通常可以缩短枪弹进入受弹器的路程，加速供弹的过程，这对速射武器来说是很重要的。

没有受弹器的弹匣，通常应有一特殊装置以便在它装上武器之前，把枪弹卡在弹匣之内。一般常用一个片簧来构成这一装置，这种片簧能把枪弹卡在弹匣之内，当把弹匣装到武器上时，此片簧即被压开，放开枪弹，使其能进入武器的受弹器。

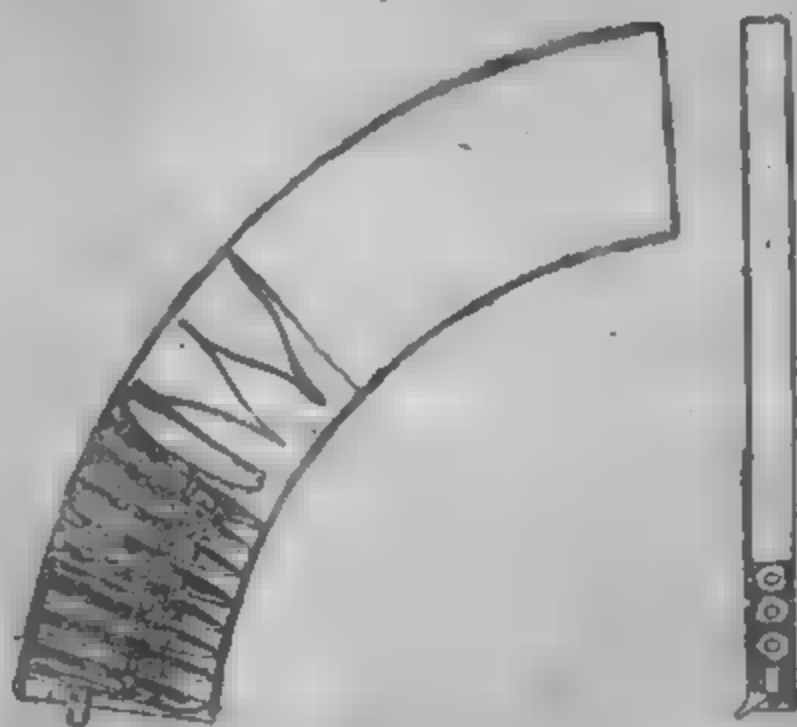


图272 馬德森机枪上无进弹口的弹匣。

图 272 就是用在馬德森輕机枪上的这种弹匣，

根据弹匣的形状和枪弹排列的顺序，弹匣可分为箱式弹匣，弹盘和弹鼓。

在弹盘中枪弹对称轴的位置对弹盘轴成辐向排列，并且在供

彈時槍彈沿圓弧或螺旋綫移動。這種彈匣的容量很大，外圍尺寸和重量也大，而且結構複雜。它用在輕機槍、坦克機槍和航空機槍上。

彈盤內的槍彈可成單層或多層排列。

德普式機槍上的彈盤（容量47發，圖273）可作為單層彈盤的例子。這個彈盤由上下兩個圓盤組成，下圓盤是固定的，上圓盤是活動的，這兩個圓盤用一個圓環聯接起來。槍彈放在活動圓盤內的梳齒中間，在圓盤旋轉時，它依次沿導彈面進入下圓盤的受彈器內。上圓盤的震動是依靠裝在下圓盤上的螺旋彈簧的作用。上圓盤內的寬齒能夠可靠地固定槍彈的位置，使之不致在供彈時發生傾斜。



■273 德普式機槍上的彈盤。

圖274是一個槍彈沿螺旋綫成三層排列的彈盤，這個彈盤用在ДТ式坦克機槍中，其容量為63發槍彈。比較一下單層彈盤和多層彈盤，就可以看到多層彈盤比較緊湊，但是高度較大，因而要提高瞄準綫。對坦克機槍和航空機槍來說，提高瞄準綫沒有什麼不方便。在輕機槍中提高瞄準綫，會在射擊時感到有些不便，並且要增加武器的高度，致使攜帶武器也不方便。彈盤通常是可更換的。

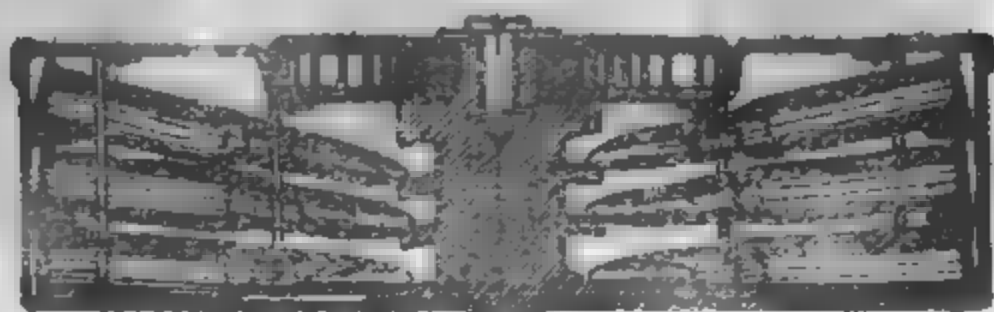


圖274 ДТ式機槍上的彈盤。

彈鼓與彈盤的區別在於槍彈的排列方法不同。在彈鼓中，槍彈軸與彈鼓軸平行排列。彈鼓主要用在沖鋒槍和大口徑機槍上。

和彈盤一樣，彈鼓可分為單圈的和多圈的两種。當槍彈成多圈排列時，通常是沿螺旋綫排列。

圖 275 是用在 1941 年式 ППШ 沖鋒槍上的彈鼓，其容量為 71 發，槍彈成多圈排列。

彈鼓與彈盤比較起來，能夠更緊密地安裝槍彈。所以彈鼓的結構，更為緊湊。然而，它會增加武器在戰鬥狀態下的外觀尺寸；因為彈盤上的受彈器位於彈盤直徑上，而彈鼓上的受彈器則位於彈鼓圓柱體的母綫上。彈鼓通常是更換的。

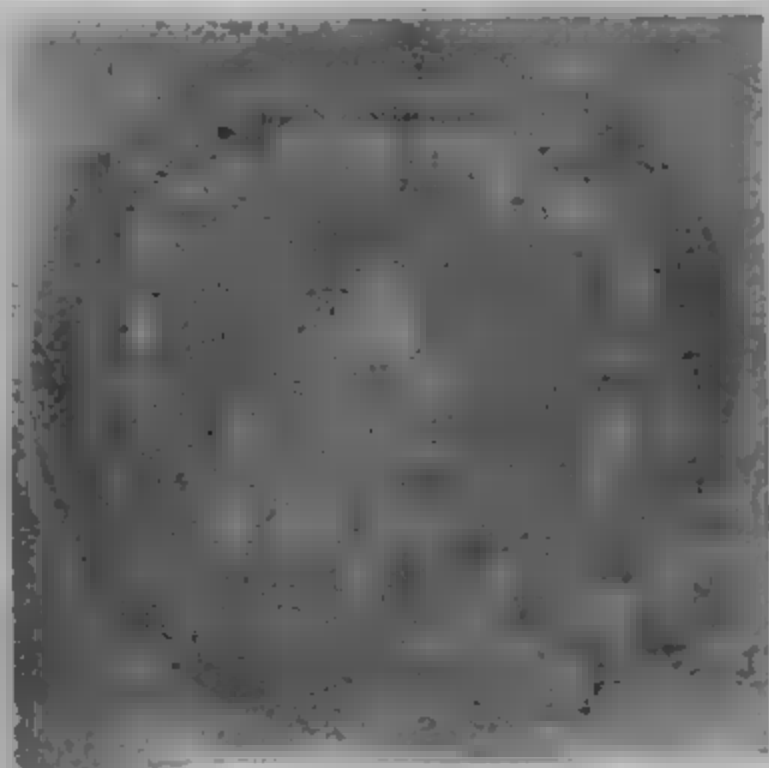


圖 275 1941 年式沖鋒槍(ППШ)的多圈彈鼓。

在箱式彈匣中，向受彈器供彈時，槍彈要作複雜的運動。按照彈匣的形狀這種彈匣可分為弧形彈匣、梯形彈匣和長方形彈匣三種。

弧形彈匣主要用於帶有凸出底緣的槍彈或彈殼的瓶形性和錐度很大的槍彈。這種彈匣的形狀取決於槍彈的合理排列，即槍彈的排列要能保證彈匣有最大的容量，並能消除槍彈底緣互相扣住的可能性。對於無突出底緣的槍彈，使用弧形彈匣的目的，是要使槍

彈在容量很大的彈匣中有很大的運動一致性。

圖 272 是用于帶有突出底緣的槍彈的弧形彈匣，圖 276 上的弧形彈匣則用于無突出底緣槍彈。

弧形彈匣的主要優點就是容量大，其缺點是形狀複雜，致使生產價格高，以及彈匣不便攜帶。

梯形彈匣在彈匣容量不大時使用。它是弧形彈匣在簡化形狀後的變種。圖 277 是 ZH-29 式步槍上的梯形彈匣。長方形彈匣使用于無突出底緣的槍彈，這種彈匣實質上也是弧形彈匣在簡化形狀後的變種。

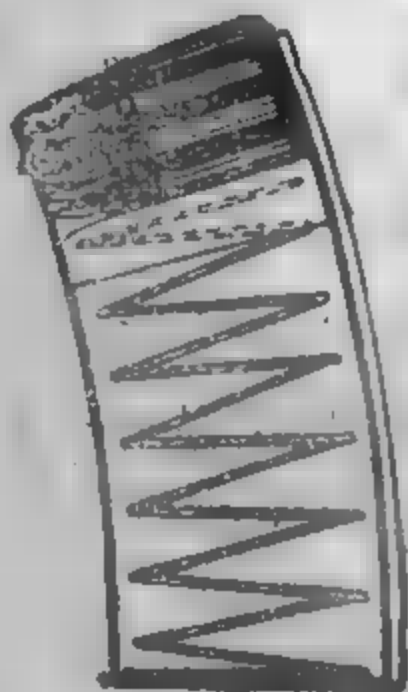


圖 276 使用無突出底緣槍彈的
MG-13 式機槍的弧形彈匣。

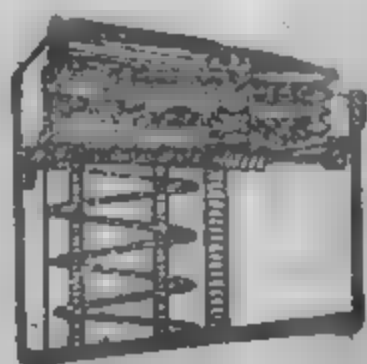


圖 277 ZH-29 式步槍的梯形
彈匣。



圖 278 是 MP-40 式冲锋槍上的長方形彈匣。長方形彈匣在生產和運輸上都很方便，並且在手提式武器上能攜帶大量的備用槍彈。

槍彈在彈匣內的排列有單行的、雙行交錯排列的和多行排列的三種。

槍彈單行排列的彈匣，結構最簡單，但不緊湊。

槍彈成雙行交錯排列，雖然也在彈盤和彈鼓中遇到，但在彈匣內則用的最多。

採用槍彈多行排列的目的，是使彈匣更緊湊。這主要是彈盤和彈鼓的特點。在彈盤內槍彈按螺旋綫排列，在彈鼓內則按螺旋綫排列。

枪弹的多行排列（在弹盘和弹鼓内）与交错排列（在长形弹匣内）一样，可以大大增加弹匣的容量。

枪弹在弹盘或弹鼓内一般是排列成两行或三行。如果排列行数过多，就会使供弹机构的工作复杂，填充弹匣也困难。

AT式机枪的弹盘（图274）和1941年式ППШ冲锋枪的弹鼓（图275）都是枪弹多行排列的弹匣。

在枪弹多行排列或双行交错排列的弹匣内，枪弹可成一行或交错地进入受弹器。

在枪弹双行交错排列而成一行进入受弹器的弹匣上，应有一个特制的口部，以改变枪弹的排列。MP-40式冲锋枪的弹匣（图278）就是这样一种弹匣。

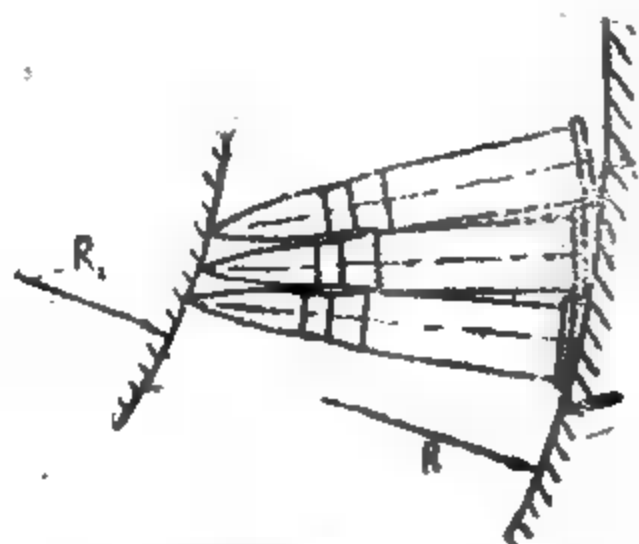
这种结构的弹匣可保证枪弹在受弹器中有一定的位置，并且当把弹匣从武器上取下以后，能够把枪弹牢牢地卡在弹匣里。此外，枪弹成单行送出的弹匣，其受弹器的尺寸较小，因而机匣上的供弹器也较小。

枪弹多行排列的弹匣（弹盘和弹鼓），其枪弹出口多半是做成单行的。

受弹器部的扣弹齿是箱式弹匣的重要部分。它的用途是把枪弹卡在弹匣内，并且在向弹膛供弹时，沿弹壳第一个圆锥部引导枪弹的运动方向。扣弹齿常常具有复杂的形状，这种形状一般用试验的方法选择，并取决于弹匣的类型和弹匣对枪管和供弹零件的相对位置。扣弹齿的长度通常为枪弹长度的40~60%。两扣弹齿之间在端部的距离，对于枪弹单行出入的受弹器来说，约为弹壳第一个圆锥部的最大直径的75~95%；对枪弹交错出入的受弹器来说，则为该直径的110~130%。



图278 MP-40式冲锋枪的长方形弹匣。



■279 箱式彈匣半徑的選擇。

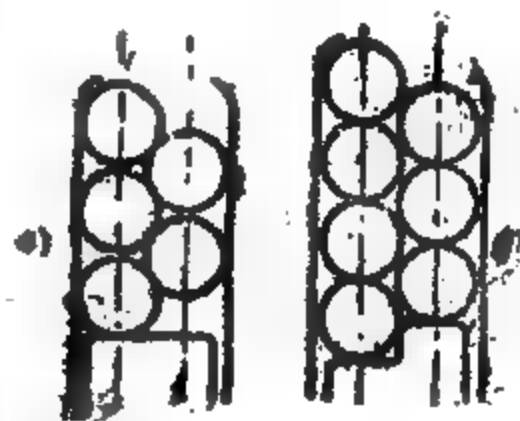


图280 双行交錯排列时枪彈的配置。

在設計彈匣時，应当特別注意合理地選擇彈匣的形狀，以保證槍彈在彈匣內運動的一致性，並能不間斷地供彈。

通常可以用繪制槍彈在彈匣內排列方案的方法來選擇彈匣的形狀。例如，圖 279 是槍彈在弧形彈匣內的排列情況。這種排列要能保證可靠的供彈，使具有凸出底緣的槍彈能由彈匣內推出。由圖中可以明顯的看出，給彈匣外形選擇一個合理的半徑，就可以保證槍彈在彈匣內的排列不至使彈壳的突出底緣妨礙從彈匣內推出槍彈。

特別困難的是選擇合理的箱式彈匣形狀，以容納帶有凸出底緣的槍彈在彈匣內成交錯排列。在這種情況下，確定彈匣寬度和彈匣外形的半徑時，必須在兩個投影面上作出槍彈的排列方案，力求使槍彈相互間的力的作用正確，以期消除槍彈卡滯的現象。圖 280 上繪有槍彈交錯排列的兩個方案，圖中方案（a）會使槍彈發生卡滯，而方案（b）則保證槍彈相互之間在供彈時能正確地傳力，而不致引起槍彈的卡滯。

在設計彈匣時，應當特別注意彈匣上的扣彈齒。在規定彈匣扣彈齒的尺寸時，必須繪制若干草圖，以檢查從彈匣推出槍彈的過程中槍彈的各個位置。這些草圖（圖 281）應當畫兩個投影面。

應當制作彈匣模型，用試驗的方法來檢查這樣選擇出的扣彈齒的形狀。在用試驗方法檢查彈匣扣彈齒的形狀時，應當考慮到；

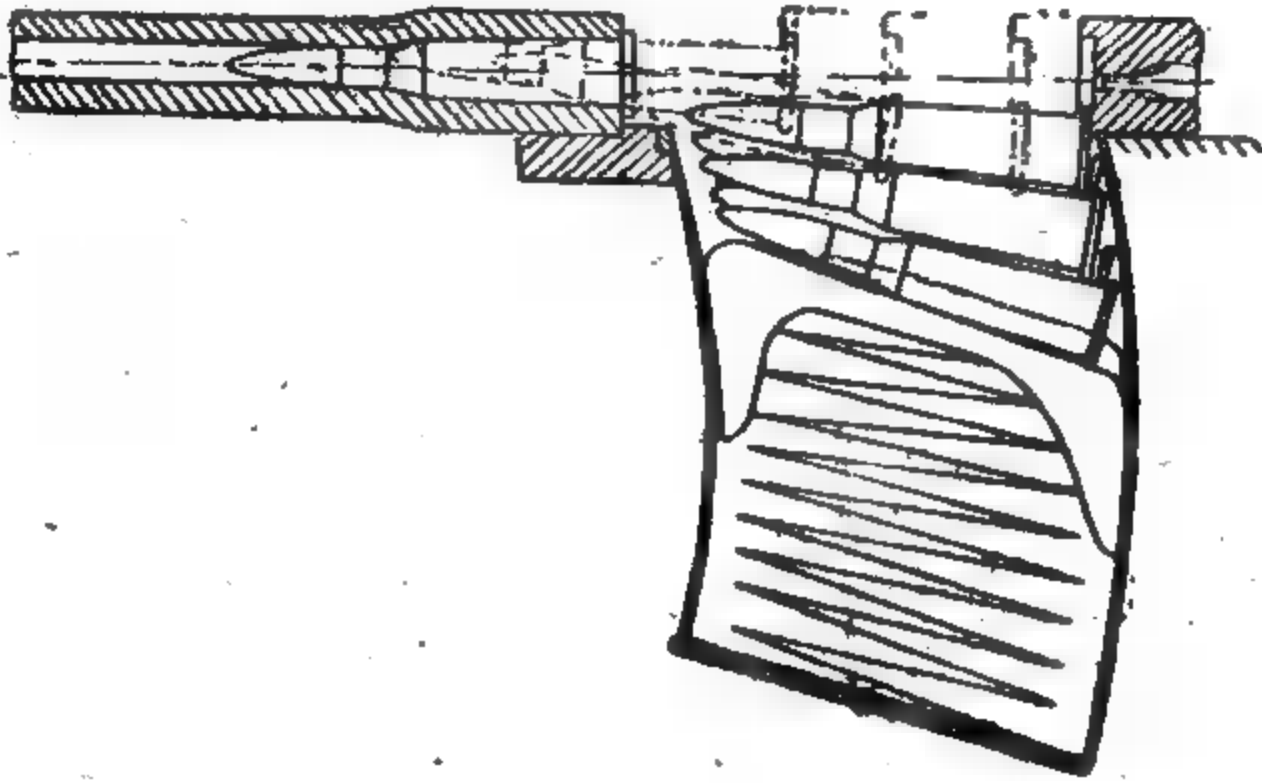


图281 供弹略图。

在动力条件下，由弹匣内推弹时，枪弹的运动可能与在静力条件下的运动不同。

3 弹匣内的供弹机构

弹匣内的供弹机构是用来使弹匣内的枪弹依次推入受弹器的。在自动武器中，枪弹必须在自动机工作循环的一定时期内被推入受弹器，以便在自动机工作时，能将次一发枪弹由受弹器推入弹膛。因此，对弹匣内供弹机构的基本要求是向受弹器供弹的及时性。

实现这一要求最简单的办法是增加向受弹器供弹时对枪弹的作用力。但是，增加这种力会使装填弹匣发生困难，所以，供弹及时性的要求应当与装弹方便性的要求结合起来考虑。

根据供弹能量来源的不同，弹匣内的供弹机构可以分为三种：利用自动机活动部分的动能工作的，利用弹匣簧的势能工作的和混合式的。

第一种机构很少遇到，因为它与弹链供弹一样复杂，这就会消除弹匣中结构简单这一基本优点。采用这种机构是由于力

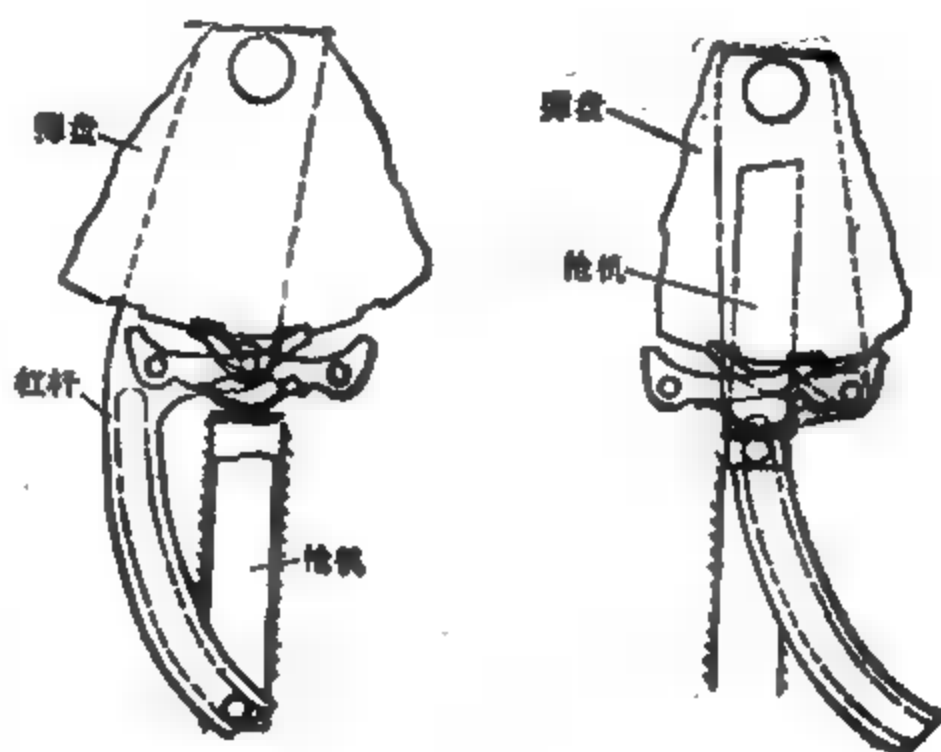


图282 路易士机枪的喂弹机构。

求简化装填弹匣的过程，使射手在装弹时不必压缩弹匣簧。

路易士机枪的供弹机构（图 282）可以作为利用自动机活动部分的动能而工作的弹匣供弹机构的例子。

这种机构的构造大体上与弹链供弹机构相同。

在路易士机枪上，弹盘（其内装有枪弹）的转动，是靠一转动杠杆的作用完成的，此杠杆与弹盘装在同一轴上。枪机上有一凸起伸入杠杆的曲线槽内而相互作用，以带动杠杆转动。

混合式供弹机构利用自动机活动部分的动能和弹簧变形的势能供弹。

日本十一年式 6.5 毫米轻机枪上的供弹机构就可作为这种供弹机构的例子。

日本轻机枪（图 283）上采用的是固定弹斗，弹斗内可装五个带枪弹的弹夹。由弹夹内抽出枪弹和向受弹器供弹都由利用枪机框的动能而工作的供弹机构来完成。机构中有拨弹滑板，其凸出部进入枪机框的定形槽内。由弹夹内抽出枪弹是利用一个与滑板相连接的、作直线往复运动的特殊梳齿来进行的。随着枪弹的消耗，装有弹簧的弹斗盖将陆续供应带枪弹的弹夹，这种弹斗最

主要特点之一是能够随着部分枪弹的消耗而继续补充。

利用弹簧变形能量而工作的供弹机构，与上述机构不同之处在于装弹时要压缩弹簧。被压缩的弹簧的势能，在供弹时用作能量的来源。这种机构在弹匣供弹中应用甚广。

这种机构的结构根据弹匣的类型而截然不同。

利用弹簧变形的势能而工作的弹盘和弹鼓供弹机构，通常使用片状蜗旋弹簧，此种弹簧安装在弹盘的中部。

弹鼓内的供弹机构，对枪弹成单圈排列和多圈排列的情况亦各不相同。

在枪弹成单圈排列的弹鼓内，通常利用一个装有托弹板的机构来供弹。此托弹板利用蜗旋簧的作用而工作，将弹鼓蜗旋槽内的枪弹向前推进。

利用这种机构在多圈排列的弹鼓内供弹时，用一个托弹板推动几行枪弹会产生很大的摩擦力，因而会使供弹不可靠。

在多圈排列的弹鼓内供弹时，为了减少摩擦力，需采用一个带蜗旋槽的活动圆盘（图275）。在这种情况下，带蜗旋槽的圆盘（内装有枪弹）在推送外圈枪弹时转动；在推送内圈枪弹时，则和在单圈弹鼓内一样，它固定不动，而由托弹板供弹。

弹盘供弹机构（图273）的构造，原则上都是相同的。这种

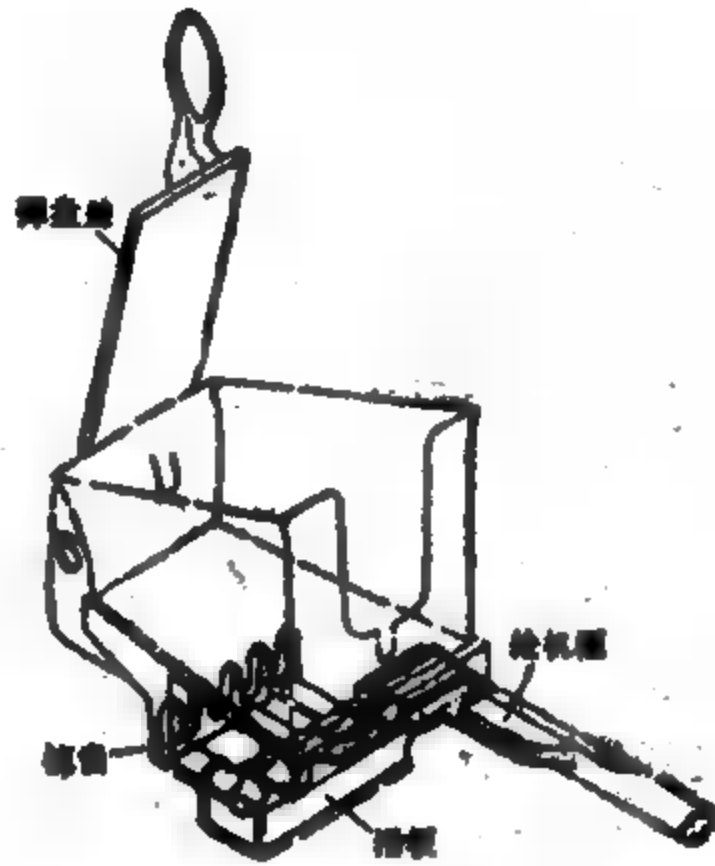


图263 日本十一年式6.5毫米轻机枪的供弹机构。

机构的主要部分是一个活动的弹盘盖，枪弹在弹盘盖中沿螺旋线成单层或多层排列。当枪弹成多层排列时（图274），在弹匣的中部常做有一个螺旋槽，以便引导枪弹前部（弹丸）的运动。枪弹沿弹壳部分的导向，通常是靠活动弹盘盖上的特制梳■或隔板来实现的。

供弹时，活动的弹盘盖在弹簧作用下转动，依次把枪弹送入受弹器。这个弹簧常装在弹盘的中部。

4 供弹及时性的检查

在设计弹匣供弹机构时，必须检查供弹的及时性。检查时，首先应当知道推送下一发枪弹可能有的最大时间间隔。这个时间，一般取它等于从枪机前切面越过弹壳底缘向后运动瞬间（图284，a）起到枪机复进至开始从弹匣内推弹瞬间止（图284，b）枪机前后运动的时间。假设根据对自动机的运动计算，已知此时间为 Δt_0 。

在这种条件下，计算供弹及时性的问题，在于决定弹匣内的枪弹在弹匣簧的作用下移动 Δh 所需的时间 Δt_n ， Δh 是为了保证弹匣内次一发枪弹能够被枪机可靠地抓住所必需的枪弹位移。

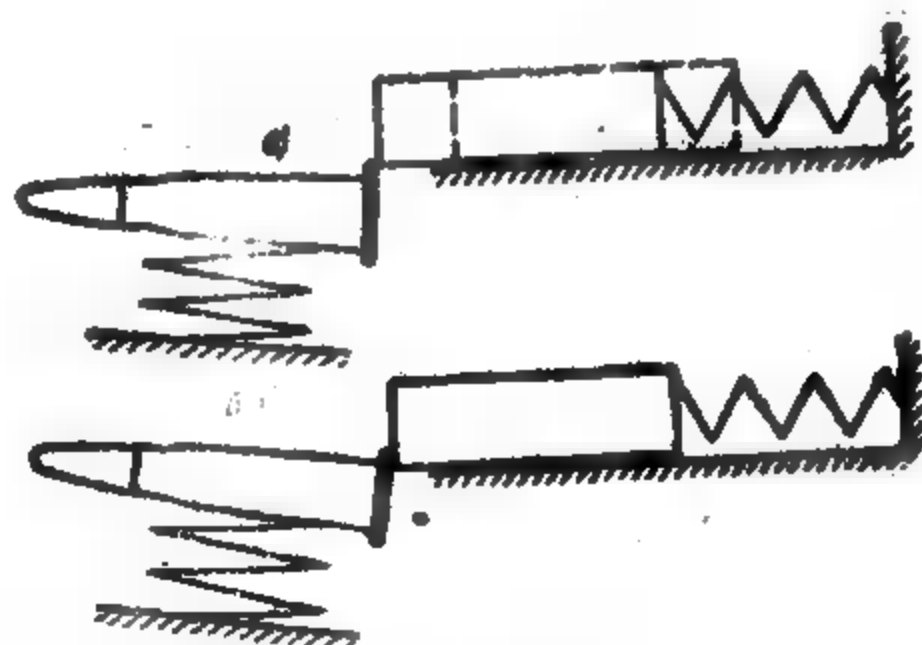


图284 供弹略图。

显然，供弹及时性的条件可以写为：

$$\Delta t_n < \Delta t_{\Sigma}$$

为了在有意外的阻力时也能确保供弹的及时性，常将 Δt_n 取的很小（大约小一半）。这样一来，在决定 Δt_n 时就毋需采用复杂的精确计算方法，而只需作近似的计算。

在用近似法确定时间 Δt_n 时，可以取

$$\Delta t_n = \frac{\Delta h}{V_{cp}},$$

式中 V_{cp} ——供弹时弹匣内枪弹的平均运动速度。

同样地也可以取，

$$V_{cp} = \frac{1}{2} V_m,$$

式中 V_m ——在推送次一发枪弹的末瞬，弹匣内枪弹的最大运动速度。

速度 V_m 可以根据弹匣内枪弹移动 Δh 后的动能等于枪弹上作用力的功这一关系来确定。这个关系可写为：

$$\frac{MV_m^2}{2} = (\Pi - Q)\Delta h,$$

式中 Π —— Δh 路段内弹匣簧的平均压力；

Q ——弹匣内托弹板和枪弹的重量。

因 Q 量很小，故可忽略不计，同时近似地取

$$\Pi \approx \eta h,$$

式中 h ——在开始推送次一发枪弹时，弹匣簧的压缩量；

η ——弹簧刚度，

根据所取的假设，可得

$$\frac{MV_m^2}{2} = \eta h \Delta h,$$

由此得

$$V_m = \sqrt{\frac{2\eta h \Delta h}{M}}.$$

因此

$$\Delta t_n = \frac{\Delta h}{V_{cp}} = \frac{2\Delta h}{V_m} = \sqrt{\frac{2M\Delta h}{\eta h}}.$$

在此表达式中， M 和 h 取决于彈匣內槍彈的數量，而且這兩個量都隨着槍彈數量的減少而減少，因為彈匣簧壓縮量也是隨着槍彈數量的減少而減少的。

因此，应当在兩個極端情況下檢查彈匣內供彈的及時性：第一，彈匣內裝滿槍彈，彈匣簧的工作壓縮量最大時；第二，彈匣內只剩有最後一發槍彈，彈匣簧的壓縮最小時。

令彈匣內全部槍彈的質量為 M_m ，彈匣簧的最大壓縮量為 h_m ，一發槍彈的質量為 M_1 ，彈匣簧的最小壓縮量為 h_1 ，得

$$\Delta t_{n,m} = \sqrt{\frac{2M_m\Delta h}{\eta h_m}}, \quad (49)$$

$$\Delta t_{n1} = \sqrt{\frac{2M_1\Delta h}{\eta h_1}}. \quad (50)$$

為了保證彈匣供彈的及時性，必須

$$\Delta t_{n,m} < t_n \text{ 和 } \Delta t_{n1} < t_{n0}.$$

彈盤和彈鼓的供彈及時性，可以採用同一方法予以校核，但應當考慮槍彈回轉運動的特點和旋彈簧的工作特點。

在彈盤和彈鼓內輸送一發槍彈所需的時間，可按下列式求出：

$$\Delta t_n = \frac{\Delta\varphi}{\omega_{cp}},$$

式中 $\Delta\varphi$ ——輸送一發槍彈時，彈盤或彈鼓活動部分的回轉角度；

ω_{cp} ——輸送一發槍彈時，彈盤或彈鼓活動部分的平均角速度。

取
$$\omega_{cp} = \frac{1}{2}\omega_m,$$

式中 ω_m ——在輸送一發槍彈快結束時，彈盤或彈鼓活動部分的最大角速度，得

$$\Delta t_n = \frac{2\Delta\varphi}{\omega_m}.$$

取彈盤或彈鼓活動部分（連同槍彈在內）的動能等於彈匣簧伸張 $\Delta\varphi$ 放出的功，即可求出角速度 ω_m 。

$$\frac{I_0 \omega_m^2}{2} = \Pi r \Delta \varphi,$$

式中 I_0 ——彈盤或彈鼓活動部分和槍彈一起對旋轉軸的慣性矩；

Πr ——由彈簧作用在彈盤或彈鼓活動部分上的力對回轉軸的平均力矩。

螺旋彈簧所產生的力矩 Πr 可以近似地表示如下：

$$\Pi r = \frac{EI}{l} \varphi,$$

式中 E ——彈性係數；

I ——彈簧斷面的慣性矩；

l ——彈簧長度；

φ ——彈簧扭轉角。

把 Πr 值代入上式，得

$$\omega_m^2 = \frac{2EI\varphi\Delta\varphi}{I_0 l}.$$

因此

$$\Delta t_m = \sqrt{\frac{2I_0 \Delta \varphi}{EI \varphi}}. \quad (51)$$

彈盤內槍彈的數量改變時， I_0 和 φ 也將改變，而且隨着彈盤內槍彈數量的減少而減少。所以也對彈匣一樣，在檢查供彈的及時性時，應當在兩個可能的極端情況下，求出輸送一發槍彈所需要的时间 Δt_m ，即在彈盤內裝滿槍彈和彈盤內只剩下一發槍彈的兩種情況下所需的时间 Δt_m 。

在這種情況下， Δt_m 的公式可寫作下列形式：

在彈盤內裝滿槍彈時，

$$\Delta t_{m0} = \sqrt{\frac{2I_{00} \Delta \varphi}{EI \varphi_0}}; \quad (52)$$

在彈盤內只有一發槍彈時，

$$\Delta t_{m1} = \sqrt{\frac{2I_{01} \Delta \varphi}{EI \varphi_1}}; \quad (53)$$

式中 I_{00} 和 I_{01} ——在裝滿槍彈和只有一發槍彈時彈盤或彈鼓活

动部分对旋轉軸的慣性矩；

φ_m 和 φ_1 ——在裝滿槍彈和只有一發槍彈時彈盤螺旋彈簧的扭轉角。

例如，在單層彈盤中 $\varphi_1 = 2\pi$ ， $\varphi_m = 4\pi$ ，彈盤容量 $n = 50$ 發槍彈，則 $\Delta\varphi = \frac{2\pi}{50}$ 而 $\Delta t_{n,m}$ 、 Δt_{n1} 的公式可以寫為

$$\Delta t_{n,m} = \sqrt{\frac{I_{0m}}{E/100}} \text{ 和 } \Delta t_{n1} = \sqrt{\frac{I_{01}}{E/50}}。$$

慣性矩 I_{0m} 和 I_{01} 通常可按下列式求出：

$$I_{0m} = I_A + I_n n \text{ 和 } I_{01} = I_A + I_n，$$

式中 I_A ——彈盤活動部分對回轉軸的慣性矩；

I_n ——一發槍彈對此回轉軸的慣性矩；

n ——彈盤內槍彈的數量。

5 彈鏈

彈鏈供彈機構的基本組成部分是彈鏈和輸送彈鏈的機構。

為了解決自動武器的供彈問題，應當在自動機工作循環的某一段時間內，將彈鏈移動一個節距（即鄰近兩彈鏈中心軸間的距離）。其他條件相同時，彈鏈的節距越短，供彈所需的能量也就越少，供彈機構的工作就越可靠。所以彈鏈節距應當尽可能地小。減小節距可使彈鏈緊湊，並減少其皮重。這一點符合於提高武器機動性的要求，但是，減小節距會多少降低彈鏈的柔性。



圖285 彈鏈扇形半徑。

在自動機工作時，有很大的力急劇地作用在彈鏈上，所以彈鏈應當堅固。此外，彈鏈的這種強度要求還決定於使用武器時，特別是在運輸武器時，可能作用

在彈鏈上的最大勤務負荷。

在自動機工作時，彈鏈應當準確地把槍彈推至受彈器內的一定位置上，以避免在射擊時槍彈傾斜和發生故障。因此，彈鏈應當把槍彈牢固地固定在嚴格而確定的位置上，而且在裝彈時易于判定此位置。槍彈應當可靠地固定在彈鏈上，而且在武器運動時和自動機工作時產生震動的條件下都不致脫落和鬆動。

從彈鏈上抽彈所需要的力不應過大，而且應當大小穩定，以保證供彈機構的正常工作的。

當彈匣與武器的相對位置不同時，彈鏈都應當保證可靠地把槍彈送入受彈器；因此，彈鏈在各個方向上都應當具有足夠的柔性。彈鏈的柔性，一般用兩個方向上的扇形半徑（圖 285）和相鄰兩槍彈之間在不大的外力作用下可能產生的扭轉角來表示。

彈鏈在使用時經常是裸露的，而可能沾染污垢和受到大氣條件與濕氣的影響。所以，彈鏈對大氣條件和濕氣的影響應有良好的抵抗力，而且能夠很快地清除污垢。

實際射速的大小是現代自動武器的重要戰鬥性能之一。實際射速受重新裝填（更換彈鏈）速度的影響很大，所以彈鏈應當保證重新裝填方便和簡單。

自動武器通常備有大量的彈鏈，其重量在武器重量中占很大的比例。例如，1910年式馬克沁機槍的10個空彈鏈和彈箱就超過了機槍本身的重量。所以彈鏈的重量應當尽可能地小。

簡化裝填彈鏈的方法，就可以減少機槍上配備彈鏈的數量，所以彈鏈的結構應當保證裝彈時最為簡單而方便。彈鏈的數量多，消



圖286 彈鏈的扭轉角。

耗多，因而要求彈鏈製造簡單而又便宜。

根據製造彈鏈的材料不同，彈鏈可分為麻織彈帶、金屬彈鏈和混合式彈鏈。

麻織彈帶是最舊的一種彈帶。圖 287 所示，是可兒特機槍上的麻織彈帶；它是由兩個麻布帶縫合起來的，沿彈帶全長上有標明裝彈方向的帶面。這種彈帶的優點是彈距小、重量輕、製造簡單和柔性良好。然而，這種彈帶的強度不夠（特別是在麻布帶的縫合部分）；槍彈在彈槽上的固定不牢固；由於兩端沒有金屬備的鏈頭，裝填武器也不方便；由於吸濕性很大，對濕度的影響特別敏感，致使彈槽的柔性和抽彈力有極大的變化。



圖287 可兒特機槍的彈帶。

圖 288 是 1910 年式馬克沁機槍上的混合式彈鏈。

這種彈鏈與可兒特機槍上的彈帶不同，它有金屬部分。



圖288 馬克沁機槍的彈鏈。

馬克沁機槍上的彈鏈是用金屬片接合麻布帶做成的。這些金屬片使麻布帶更加結實，然而卻增大了彈鏈的節距，這一點會使供彈機構的工作條件變壞。由圖 288 上可以看到，彈鏈上的這些金屬片較長，它指示正確裝彈時彈尖的位置，以便在彈鏈上裝彈。在彈鏈末端有便於裝填武器的金屬鏈頭。馬克沁機槍的彈鏈和可兒特機槍的彈帶一樣，對濕度的變化甚為敏感，因而使彈鏈的柔性和抽彈力改變。

CF-43 式重机枪的弹链（图289）可作为金属弹链的例子。它是用铁丝把一些单个的链节连接而成的。铁丝在弹链上绕成螺旋形的接头。

这种弹链的节距较小，强度好，枪弹在弹链内定位情况也好（在CF-43 式机枪的弹链中是用弹壳肩部定位的）。但枪弹靠摩擦力固定在弹链内，故不够可靠，而且抽弹力的大小也不稳定。用旋绕的铁丝连接弹链节能保证弹链有良好的强度和柔性，弹链在湿气作用下不改变其性能，而且重量较轻，制造简单。

目前，金属弹链获得广泛的应用，在弹链供弹的现代武器中都配备这种弹链。

金属弹链和混合式弹链的链节，有闭合的和开口的两种。

以上所研究的几种弹链的链节都是闭合的，闭合链节完全包住弹壳，而且在取弹时，要枪弹向后运动才能抽出来。

具有开口链节的弹链用于向前推弹（由弹链内推出）或从侧方抽弹（由弹链内挤出）的情况。因此，带开口链节的弹链又可分为二种：即带有挤出枪弹的链节的弹链和带有推出枪弹的链节的弹链。图 290 所示为MG-34式机枪上的金属弹链，它是一种向



图289 CF-43 式重机枪的弹链。

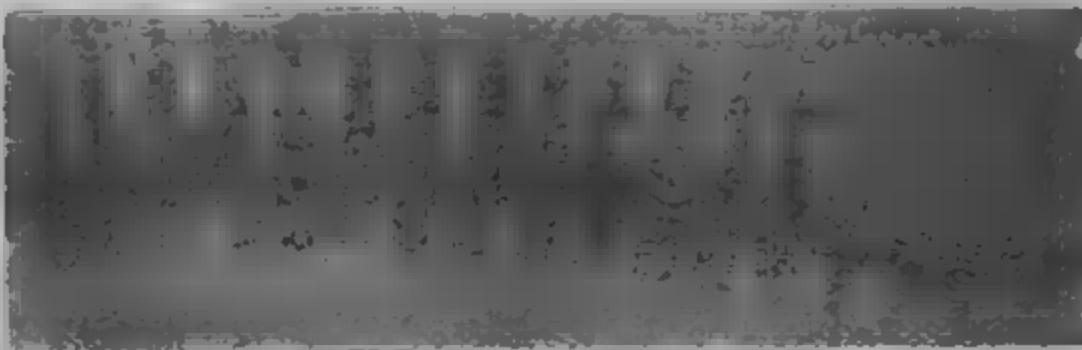


图290 MG-34 机枪的弹链。

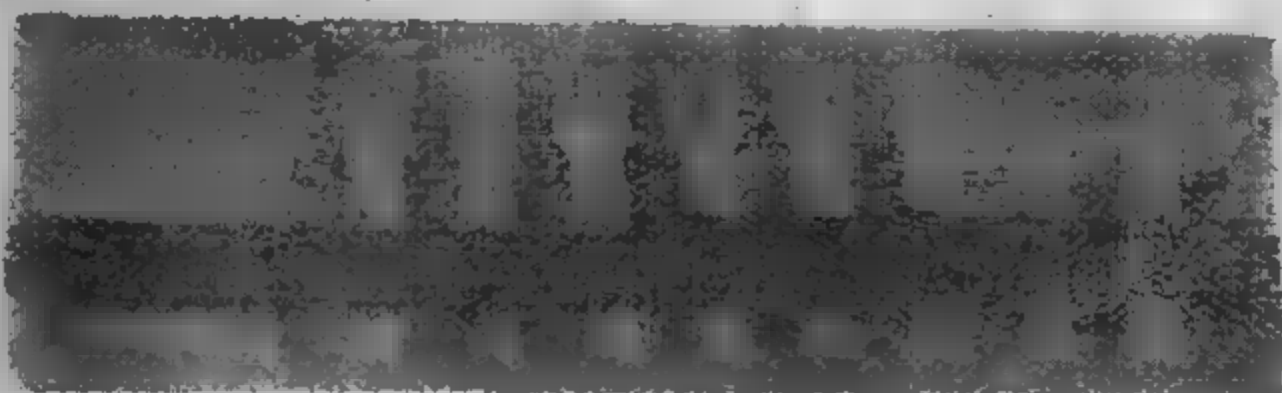


图291 1938年式 ДШК 大口徑机枪的彈鏈。

前推出枪彈的彈鏈。

1938 年式 ДШК 大口徑机枪的彈鏈（图291）是一种带有从側方挤出枪彈的开口鏈节的彈鏈。这种彈鏈的结构特点是鏈节的扣彈弯曲部很长，**形状复杂和弹性良好。**

彈鏈上鏈节的扣彈弯曲部的形状之所以复杂，是由于**装彈时**須从側方将枪彈压入鏈节的扣彈弯曲部內之故。1938 年式 ДШК 机枪的彈鏈能牢固地固定枪彈，并具有足够的强度，然而鏈节上凸出的扣彈弯曲部**要求使用彈鏈时加意地护理。**

ДШК 和 MG-34 机枪的彈鏈鏈节的扣彈弯曲部都能产生弹性变形。因而必須用机械性能很高的鋼来制造彈鏈。由于要推出底部直徑較大的彈壳，故彈鏈鏈节必然产生很大的弹性变形。

可以互相连接起来的彈鏈叫組合彈鏈，这种彈鏈通常是利用枪彈来连接的。MG-34 式机枪的彈鏈（图290）就是一种組合彈鏈。为此目的，这种彈鏈最后一个鏈节的形状比較特殊，以便能与另一彈鏈互相连接起来。这种彈鏈比非組合彈鏈的好处是它的容彈量可以很小，而在必要时，又可以连接起来，而且在射击时更换彈鏈也不要求什么补充操作，由于这种彈鏈的容彈量不大，消



图292 ШКАС 机枪的彈鏈。

除了容量大的彈鏈的懸垂端很长所引起的不便，改進了武器的機動性，這一點對輕機槍來說特別重要。

金屬彈鏈又可分為分離式和不分離式兩種。

鏈節用槍彈連接起來的彈鏈稱為分離式彈鏈。從這種彈鏈上抽出槍彈以後，鏈節就會散開。這種彈鏈便於航空武器使用，因為它能比較簡單地解決抽彈後彈鏈的排除問題，並能保證任意增減彈鏈的容量。

圖 292 是 HKAC 機槍所用的分離式彈鏈。它的鏈節是閉合的。圖 293 是 MG-151 式機槍所用的分離式彈鏈，它的鏈節是開口的。這種彈鏈的主要優點是節距可以做得很小。這一點對高射速的航空武器特別珍貴，因為它能改進彈鏈供彈機構的工作條件。

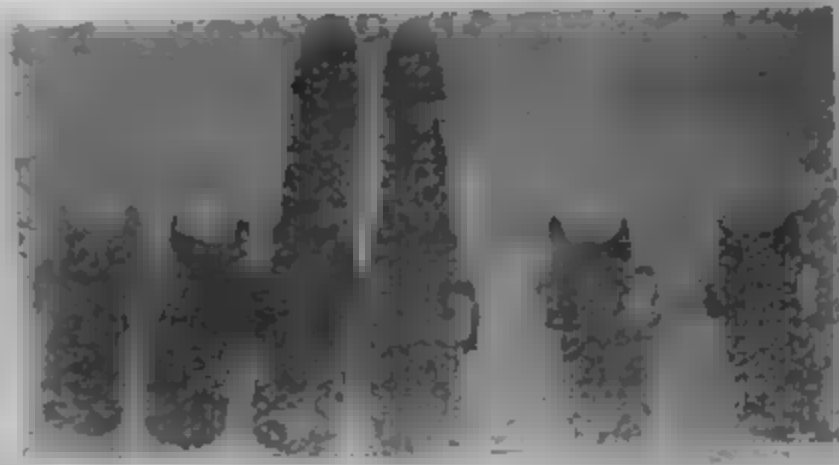


圖 293 MG-151 式機槍的彈鏈。

6 彈鏈供彈機構

彈鏈供彈機構的任務是在自動機工作循環的某一段時間內推送彈鏈，並把彈鏈上最前面的一發槍彈送入受彈器。為了使這些機構進行工作，可利用自動機活動部分的動能和復進簧的勢能。

在推送彈鏈時，不可避免地要產生很大的慣性力，這就大大限制了彈鏈供彈機構中各零件的壽命，所以這一機構的結構應當保證彈鏈的運動平穩而加速度又最小。

武器上整個自動機工作的可靠性，在很大程度上取決於彈鏈供彈機構的工作是否可靠。所以，彈鏈供彈機構應當保證供彈時彈鏈運動的一致性，並且不允許槍彈側傾。

彈鏈供彈機構工作時所消耗的動能應當尽可能地少，以使彈

鏈運動時所產生的阻力的波動對自動機工作的影響最小，並且不致改變射速。這種要求，對速射的自動武器來說特別重要。

推送彈鏈和由彈鏈內抽出最前面的一發槍彈以便送入彈膛的工作，通常是在自動機的工作循環內進行，所以推送彈鏈應當與自動武器其它機構的工作及時地嚴格配合起來進行。

根據直接推送彈鏈的構件的運動特點，彈鏈供彈機構可分為撥彈滑板式和轉輪式兩種。

在第一种情況下，推送彈鏈的機構是撥彈滑板。在自動機工作循環的週期內，

撥彈滑板在一定路段上作直線往復移動。СГ-43 式重機槍的彈鏈供彈機構可以作為範例（圖 294）。這種撥動彈鏈的運動在自動

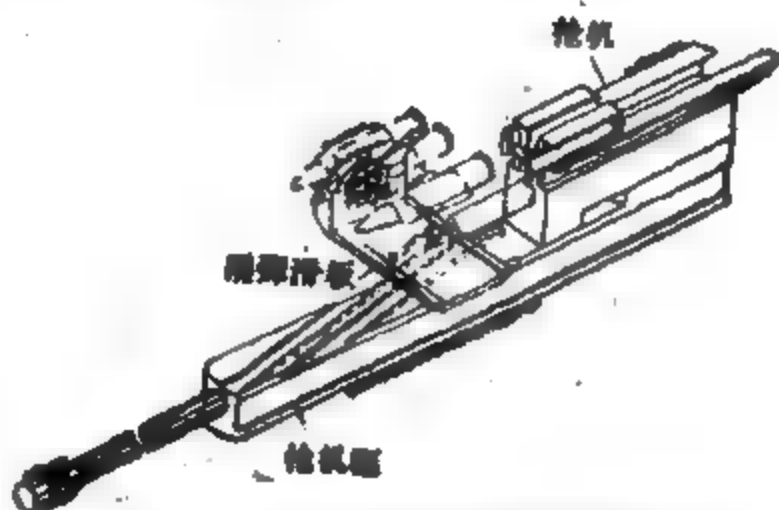
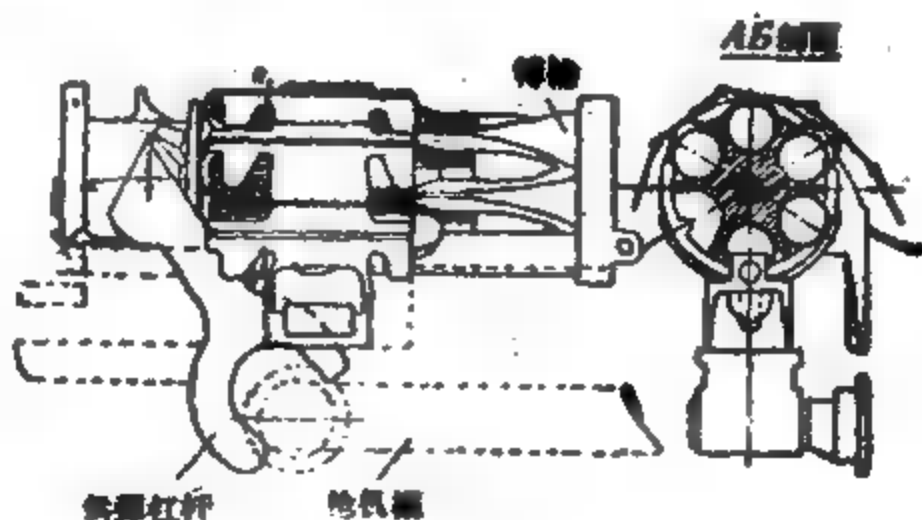


圖294 СГ-43 式重機槍的彈鏈供彈機構。

武器中經常見到，而且也是簡單的。

在轉輪式供彈機構中，推送彈鏈的機構是繞固定軸旋轉的轉輪，回轉面平行於槍彈的對稱軸。轉輪僅能朝一個方向旋轉，這就使機構的工作有一定的簡化。



■295 1938 年式 ДШК 機槍的彈鏈供彈機構。

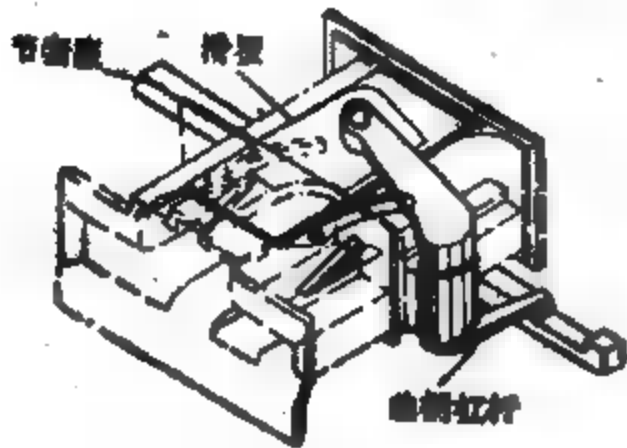


图296 马克沁重机枪的弹链供弹机构。

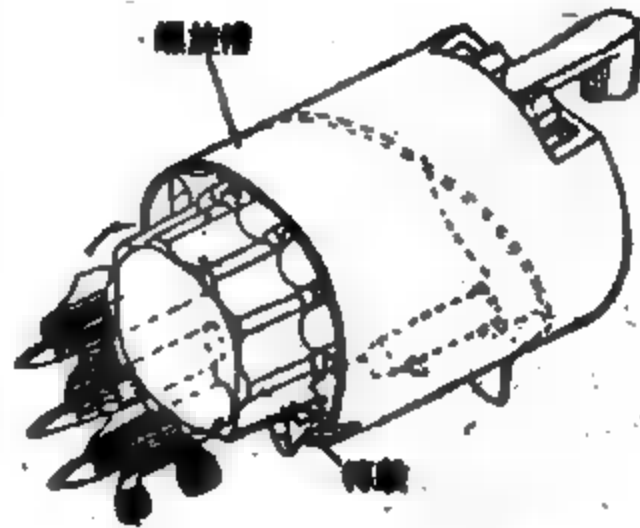


图297 M1910年式马克沁机枪的弹链供弹机构。

这种机构能保证可靠地扣住弹链，并能在供弹时很好的固定住枪弹，这种机构的缺点是凸轮的尺寸和重量都很大。1938年式M1938机枪的弹链供弹机构(图 295)就属于这种类型。

弹链供弹机构应当根据其是否为凸轮机构而分类，也就是根据机构中是否包括这样的高副，其中一个零件的轮廓能够确定传动比（即主动构件和从动构件的速度比值）的变化规律。

例如，M1910机枪的弹链供弹机构（图 297）就是一个凸轮机构，因为枪机框上楔形的轮廓，在供弹机构工作的每一瞬间都决定着拨弹滑板和枪机框的速度比值。马克沁机枪的弹链供弹机构（图 296）不是凸轮机构，因为它的拨弹滑板和节套速度的比值取决于曲柄杠杆臂的形状和比例。

在现代自动武器中，凸轮式弹链供弹机构应用最广，因为它能较完善而简单地实现任何一种所期望的传动比变化规律，以保证减小从动构件的加速度和机构在工作时的能量消耗，并且能够避免产生撞击和急剧负荷的作用。

根据工作的特点，弹链供弹机构可分为不从弹链中抽弹的供弹机构和抽弹的供弹机构。

在第一种情况下，弹链供弹机构只使弹链移动，并保证依次把枪弹送至受弹器。例如，1910年式马克沁机枪和CT-43式机枪

等許多机枪的彈鏈供彈機構，都屬於這種類型。

在第二種情況下，供彈機構除推送彈鏈之外，還要完成一部分或全部抽彈工作。屬於這種類型的有 1938 年式 ДШК 机枪、ШКАС 机枪等等的彈鏈供彈機構。

在 1938 年式机枪上，隨着轉輪的轉動，帶槍彈的彈鏈碰到隔彈板，便將槍彈從彈鏈內撥出（圖 295）。在 ШКАС 机枪上，槍彈底緣進入轉輪的螺旋槽內，轉輪轉動時就將槍彈從彈鏈內抽出（圖 297）。

用那種機構比較合適，決定於机枪上實現供彈的全部機構的總的配置，和對武器的特殊要求。

彈鏈供彈機構可以根據什麼零件是主動構件來分類：槍管（連同槍管上的節套）、槍機或槍機框。

槍管（連同槍管上的節套）或槍機是槍管後座自動武器中彈鏈供彈機構的主動構件。

槍機框是導氣式自動武器中彈鏈供彈機構的主動構件。

利用槍管作為主動構件的好處是，質量很大的槍管通常備有大量的動能。在這種情況下，消耗在彈鏈供彈機構工作上的動能的变化，對自動機的工作就不會有什麼影響，因而可以保證自動機的工作確實可靠。但是，槍管的位移較小（通常小於撥彈滑板的位移），因此，在機構付中經常產生很大的內力，因而不得不把機構中的零件製造得比較笨重。

利用槍管作為彈鏈供彈機構的主動構件時，由於槍管和槍機沒有運動聯系，必須專門採取一些措施來使槍管和槍機的運動相協調，以保證供彈的及時性，這是對自動武器各機構工作的補充要求，因而使自動機的工作複雜化。

此外，槍管運動的時間通常要比槍機運動的時間短，因此，與槍管相聯的供彈機構的運動時間，通常也就比與槍機相聯的機構的運動時間為短，因此，在供彈時會使彈鏈產生很大的速度和加速度。

利用枪机作为供弹的主动构件就没有上述那些缺点，然而在这种情况下，只有在枪机储备有大量动能时，供弹机构才能可靠地工作。

1924年式勃朗宁机枪的供弹机构（图298）可作为用枪机做主动构件的弹链供弹机构的例子。在这种机枪上，由于枪机的质量较大，故在自动机工作时，枪机储备着大量的动能。

在导气式自动武器中，把枪机框用作主动构件与取枪机为主动构件是一样的，因为枪机框在与枪机连接以后就成为一个组合件了。由于枪机框和枪机的质量很大，因此弹链供弹机构的工作是很可靠的。

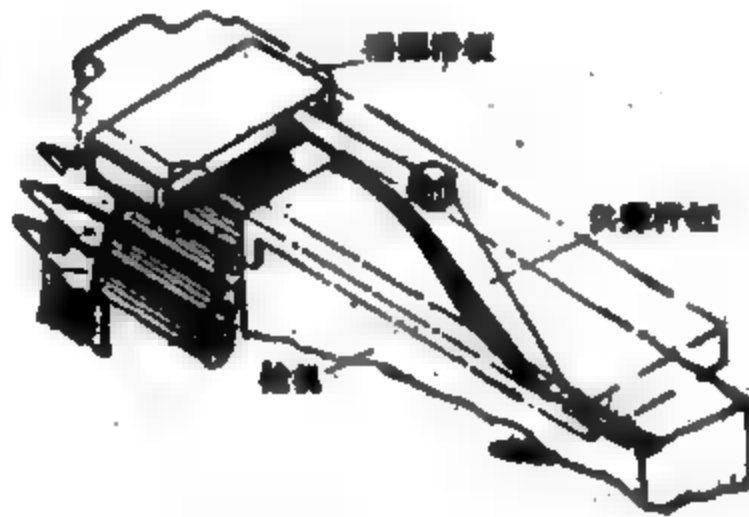


图298 1924年式勃朗宁机枪的弹链供弹机构。

根据弹链供弹时主动构件运动的方向，供弹机构可分为：在主动构件复进时工作的机构；在主动构件后退时工作的机构；在主动构件后退和复进时工作的机构。

为了说明供弹机构在主动构件朝那个方向运动时进行工作较为有利，应当研究主动构件的座标随时变化的曲线。

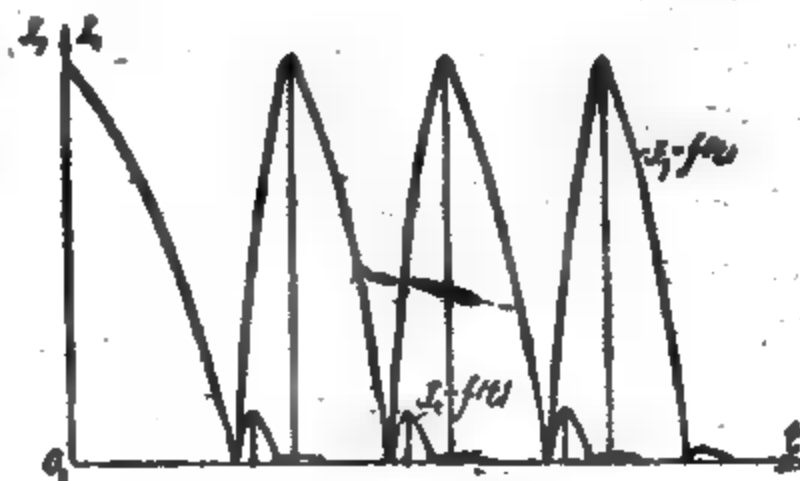


图299 $x_c = f(t)$ 和 $x_o = f(t)$ 曲线。

通常，枪管短后座式自动武器中

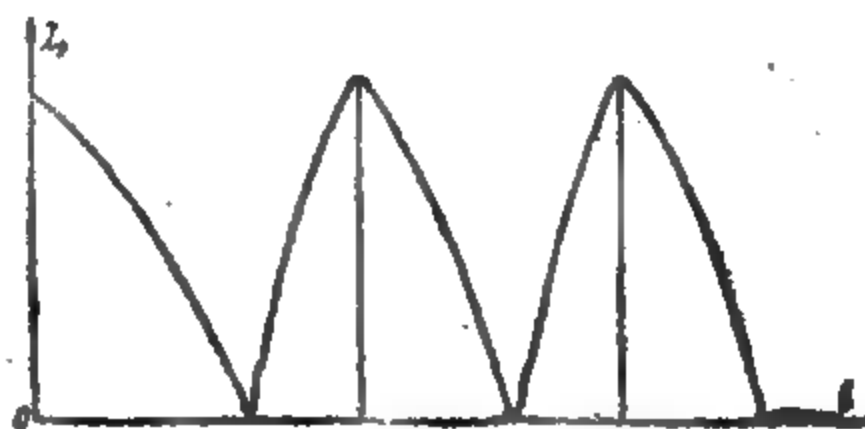


图300 $z_p = f(t)$ 曲线。

枪管和枪机的座标随时间而变化，如图 299 所示，而导气式自动武器中枪机框的座标也随时间变化，如图 300 所示。

由图可以看出，枪管、枪机或枪机框后退运动的时间要比复进的时间短，这就是说后退的速度较大。

当主动构件运动的速度很大时，它储备的动能也大，这对机构的工作有利。但在主动构件速度急剧变化时，特别是在主动构件的速度很大时，使弹链供弹机构开始工作，对机构的工作是不利的，因为它会产生很大的加速度和惯性力。

这两种因素，在不同的自动武器上，对弹链供弹机构的工作所产生的影响不同。因此，必须进行具体的分析，来解决供弹机构工作时，究竟应该利用主动构件朝向那个方向的运动才更有利的问题。

这就说明了为什么在某些武器中是在主动构件复进时带动供弹机构工作，而在另一些武器中却是在主动构件后退时带动供弹机构工作的。

1910年式马克沁机枪的弹链机构是在主动构件复进时进行工作的例子。

CT-43 式机枪的供弹机构是在主动构件后退时进行工作的例子。

把枪弹从受弹器送入弹膛的方法和从弹链内抽出枪弹时枪机的运动方向，对决定弹链供弹机构工作时主动构件的运动方向，有

重大的意义，■为从弹链内抽弹时，不能推送弹链。

例如，如果枪弹是直接由弹链上推入弹膛（枪机向前运动时），那末一般都是在枪机后退时推送弹链。但也不一定如此，因为从弹链上■弹时，■机的位移只占枪机在任一方向上■总位移的一部分。

在某些自动武器中，在主动构件前后两个动程内都推送弹链。

这种推送弹链的方法能减小弹链的速度和加速度，保证弹链■运动比较平稳，并能改善供弹机构的工作条件。在连射机枪和
大口徑机枪上，这种推送弹链的方法特别适宜。

ШБАК 航空炮上的弹链供弹机构是在主动构件的■个动程内进行工作的例子。这个机构的构造和工作原理图如图 801 所示。

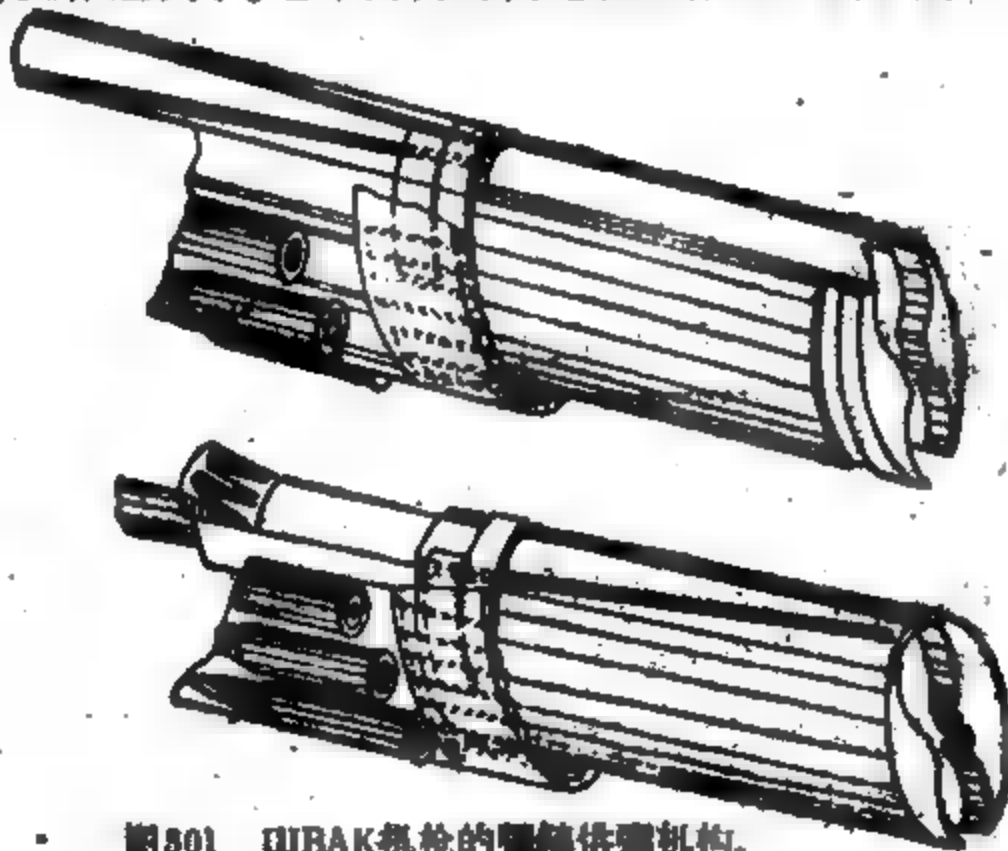


图 801 ШБАК 机枪的弹链供弹机构。

弹链供弹机构可根据弹链运动的方向来分类（向右供弹，向左供弹，综合供弹）。弹链运动的方向决定于机枪使用的方便性和机枪在■架和■座上的安装情况。

在某些自动武器中，弹链供弹机构能改变供弹的方向。这种机构对坦克机枪和航空机枪■特别有利，因为它能简化机枪在坦克上或飞机上■安装条件（例如，可在机身的右边也可在左边）。

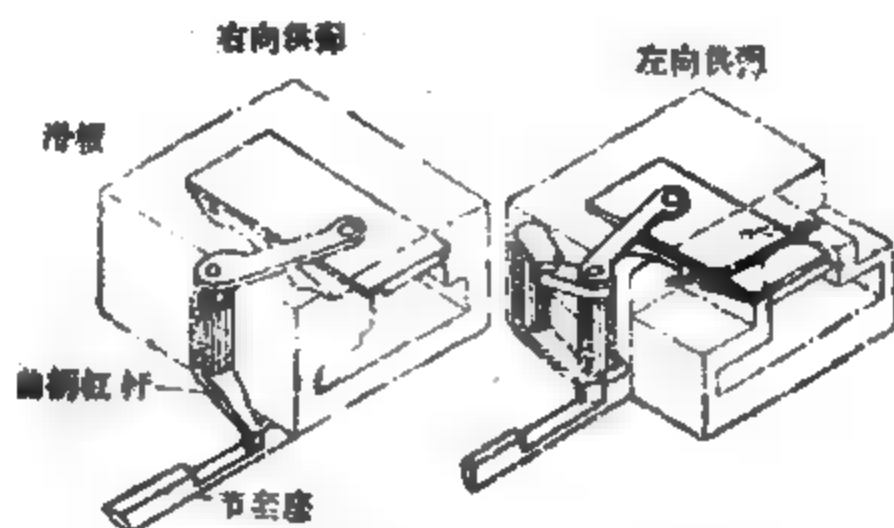


图302 MB-1式机枪的弹链供弹机构

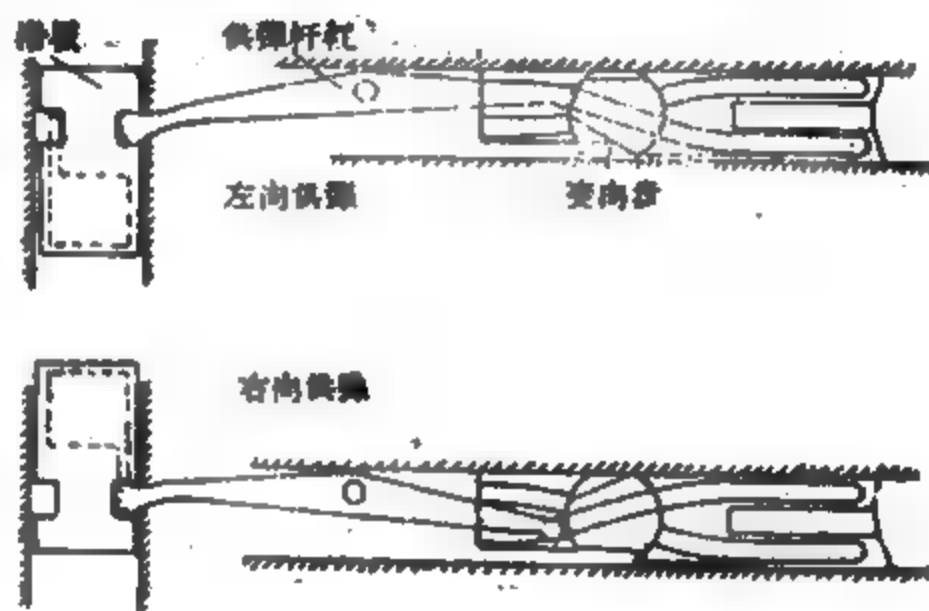


图303 可儿特-勃朗宁机枪上的弹链供弹机构。

这类机构又可分为两种：一种在改变弹链供弹方向时需要更换零件，另一种则不需要更换零件。

MB-1 机枪的弹链供弹机构可作为第一种机构的例子。在这种机枪上，可以安装两个输送弹链方向不同的受弹器(图 302)。

可儿特-勃朗宁航空机枪的弹链供弹机构可作为第二种机构的例子。在这种机枪上，改变推送弹链的方向时，只要扳动弹滑板掉一个方向并转动一下枪机上的专用变向盘，把枪机上的一个曲线槽断开，而将另一个曲线槽接通即可(图303)。

7 弹机构工作时弹链运动的计算

如何计算带枪弹的弹链在供弹机构工作时的运动质量，是设

計和研究供彈機構時最重要的問題。

● 由於鏈節具有彈性，故在彈鏈供彈機構工作時，沿彈鏈長度上各個部分的速度是不一致的。很明顯，在彈鏈供彈機構的撥彈滑板開始工作時，彈鏈上直接被撥彈齒扣住的槍彈也開始移動，由於這顆槍彈的移動，與該槍彈最接近的一部分彈鏈就被拉伸，並逐漸迫使彈鏈上其他槍彈移動。被撥彈齒扣住的槍彈移動某一距離以後，整個彈鏈都可能發生移動。這時，彈鏈上各個槍彈移動的速度，可能各不相同。如果部分彈鏈在開始射擊時折迭在彈匣內，則在供彈之初，只是彈鏈的懸掛部分產生移動，然後逐漸使彈鏈的折迭部分進入運動。供彈機構工作結束之後，當彈鏈上第一發槍彈被受彈器內的阻彈齒扣住時，彈鏈的整個懸掛部分還可能處於運動狀態，並且彈鏈的這種運動可能繼續到第二次發射後供彈機構再次開始工作時還不停止。這時，彈鏈的運動不僅決定於供彈機構的工作，而且還決定於彈

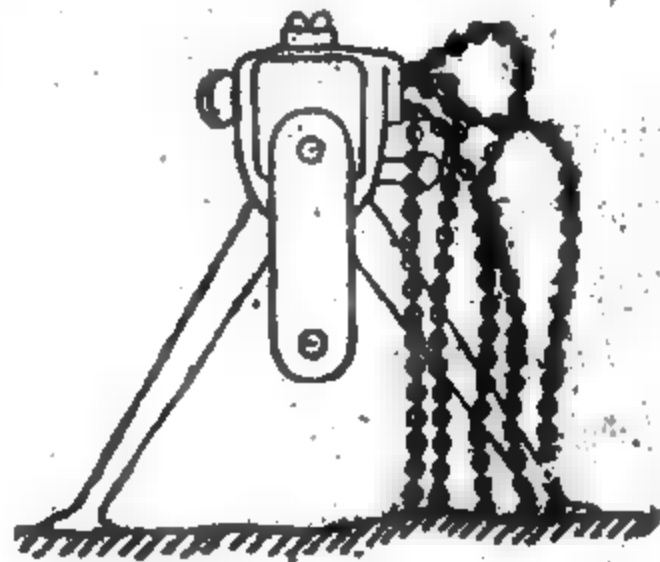


圖304 彈鏈的不同位置。

鏈各部分的初速和彈鏈在空間的位置。在自動射擊時接續下去的全部射擊過程中，彈鏈都將產生這種運動，這就使彈鏈的運動甚為複雜。射擊時彈鏈的這種運動（圖304）可以在快速連續拍攝的膠片上觀察到。射擊時彈鏈運動的複雜性和不定性，使設計供彈機構時計算彈鏈質量的工作至為困難。然而，為了計算這些機構的運動諸元，又不得不尋求解決該問題的方法。

在分析研究彈鏈供彈機構的工作時，往往採取若干重要的假設來考慮彈鏈的質量。同時，機構工作的實際略圖也用較簡單的原理圖來代替。

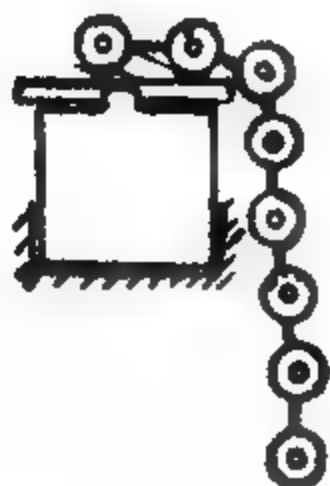


图305 弹链供弹的实际略图。

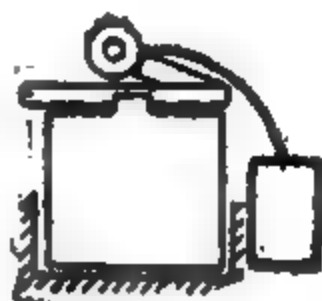


图306 弹链供弹原理图。

例如，当机构的构件都是绝对刚体时，如果不考虑弹链的弹性，而认为它是绝对刚性的，则弹链供弹机构工作的实际略图（图305）就可用图306上的原理图来代替。在这个图上，取整个弹链的质量集中在一点上。根据这一假设，就可以用一般的方法来研究弹链供弹机构的工作。因为，在这种情况下，可以把弹链当作是机构中的一个无弹性的刚性构件来研究。

下面我们研究弹链供弹机构应该满足那些条件，才能保证输送弹链时的能量消耗不多。要供弹机构的从动构件（例如拨弹滑板）在给定的时间内走过一定的行程，其速度的变化规律可以是极其不同的。实际上，弹链上最前面那发枪弹的位移，可以用下列公式表示之：

$$s = \int_0^t V_x dt, \quad (54)$$

式中 V_x ——与供弹机构从动构件相连的、弹链上最前面那发枪弹的运动速度；

t ——时间。

当 s 和 t 值不变时，被积函数 $V_x = f(t)$ 可用各种不同的方法给定。

在图307上给出了弹链速度随时间变化的两种规律。

在第一种情况下，速度很快增大到一定数值，然后保持不变。
在第二种情况下，速度随时间函数成直线增长。

从图上可以看出，第二种情况的末速比第一种情况的末速要大两倍，可是它的加速度则比第一种情况下的加速度小好几倍。

由此可以肯定：在不同能量消耗和不同加速度的情况下，都可获得同样的弹链位移。此时，在能量消耗方面最有利的方案对于获得小的加速度方面就最不利。关于最有利的速度变化规律的课题，可以结合对武器的具体技术要求予以解决。

上述这些讨论，在弹链悬挂部分不长，而且可以不考虑其弹性的所有情况下，都将是正确的。如果弹链悬挂部分很长，又不考虑弹链的弹性，则对弹链的运动和它对自动机工作的影响，都不能获得正确的概念。

现在我们研究一下弹链供弹机构在考虑弹链链节的弹性时的运动。在解决这个问题时，我们用简化图代替弹链供弹的实际略图，并假设长度有限的弹链是用匀质的弹性材料制成的，并设其由受弹器自由下垂（图 308）。

假设供弹时整个弹链都沿铅直方向移动，而不考虑弹链在进入受弹器时运动方向的变化。假设搬弹滑板的运动规律亦为已知。

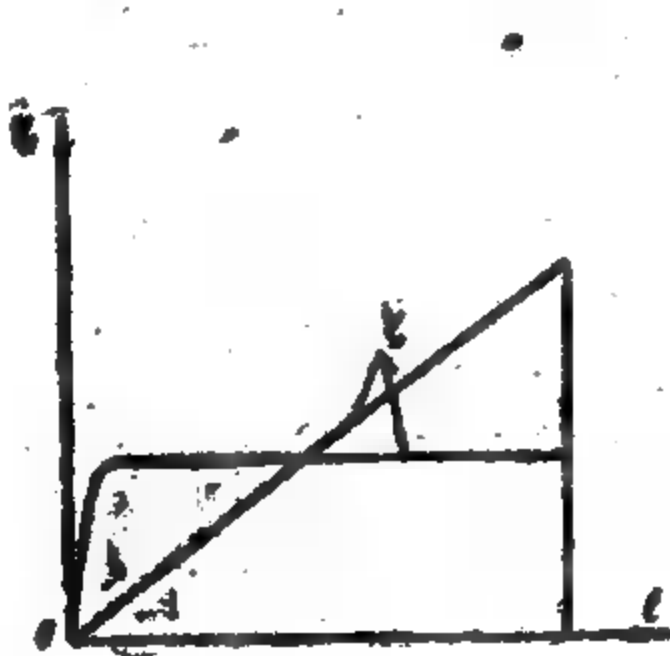


图307 $v_x = f(t)$ 图解。

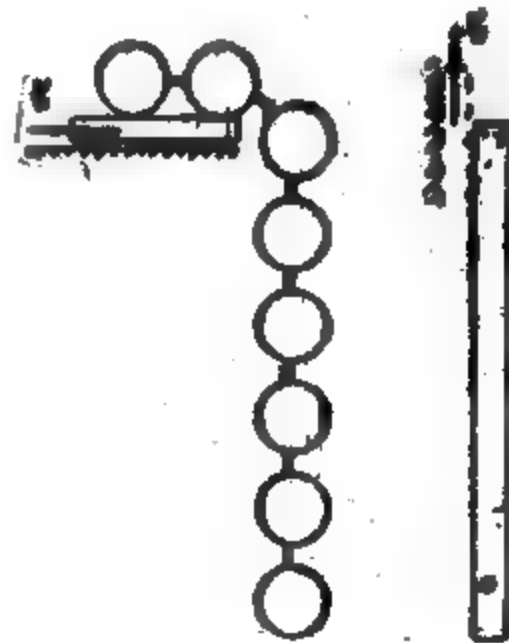


图308 弹链供弹的简化图。

根据这些假设，可以把弹链看作是上端运动规律为已知的、自由悬挂的弹性体(如弹簧那样)。

为了研究弹链的运动，可用图解法确定弹簧圈的运动情况(见156页)。

在图309上绘有弹链运动的略图，并给出弹链上端的位移与时间的关系曲线和变形波沿弹链的传播规律。

假设从弹链上端开始运动时起，变形波沿整个弹链通过。此变形波通过长度为 L 的弹链悬挂部分所需时间为●

$$t_1 = \sqrt{\frac{m}{\eta_a}},$$

式中 m ——长度为 L 的弹链悬挂部分的质量；

η_a ——长度为 L 的弹链悬挂部分的刚度。

如果用 μ 和 η 表示弹链单位长度的质量和刚度，显然，

$$\mu = \frac{m}{L} \text{ 和 } \eta = \eta_a L。$$

于是，时间 t_1 的表达式可以写成下列形式：

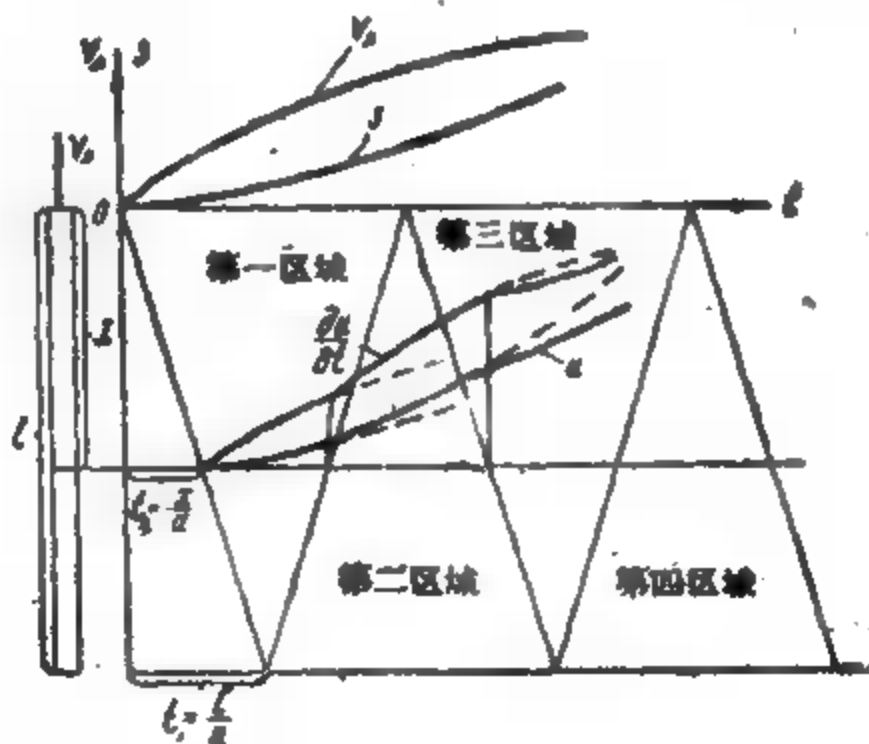


图309 表示弹链运动的图解。

$$t_1 = L \sqrt{\frac{\mu}{\eta}}$$

应该注意，变形波通过弹链的速度可用下式表示：

$$a = \frac{L}{t_1} = \sqrt{\frac{\eta}{\mu}}$$

例如，若

$$\mu = 0.125 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}^2}, \quad \eta = 1000 \text{ 公斤} \text{ 和 } L = 2 \text{ 米},$$

则

$$t_1 = L \sqrt{\frac{\mu}{\eta}} = 2 \sqrt{\frac{0.125}{1000}} = 0.022 \text{ 秒},$$

$$a = \frac{L}{t_1} = 91 \text{ 米/秒}.$$

利用研究弹簧圈运动的结果，可以写出位移 u 、速度 $\frac{\partial u}{\partial t}$ 和弹链上决定于座标 l 的任一横断面的相对变形 $\frac{\partial u}{\partial l}$ 的表达式●：

$$u = \varphi(t - t_0) + \varphi(t + t_0 - 2t_1) - \varphi(t - t_0 - 2t_1) - \varphi(t + t_0 - 4t_1) + \varphi(t - t_0 - 4t_1) + \varphi(t + t_0 - 6t_1) \dots; \quad (55)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \varphi'(t - t_0) + \varphi'(t + t_0 - 2t_1) - \varphi'(t - t_0 - 2t_1) - \varphi'(t + t_0 - 4t_1) + \varphi'(t - t_0 - 4t_1) + \varphi'(t + t_0 - 6t_1) \dots; \quad (56)$$

$$\frac{\partial u}{\partial l} = \frac{1}{a} [\varphi'(t - t_0) - \varphi'(t + t_0 - 2t_1) - \varphi'(t - t_0 - 2t_1) + \varphi'(t + t_0 - 4t_1) + \varphi'(t - t_0 - 4t_1) - \varphi'(t + t_0 - 6t_1)] \dots \quad (57)$$

式中

$$t_0 = \frac{l}{a}, \quad t_1 = \frac{L}{a}$$

而函数 φ 表示拨弹滑板的运动规律。

在运用这些公式时，对于供弹机构开始工作后的不同瞬间，应当取不同的项数，此项数应与在变形波沿弹链运动的图解（图309）所标注的各个区域的编号相等。

例如，对于图解中的1号区域，在第一个变形波通过后的 u 、 $\frac{\partial u}{\partial t}$ 和 $\frac{\partial u}{\partial l}$ 的公式为：

● 见155页。

$$u = \varphi(t - t_0); \quad \frac{\partial u}{\partial t} = \varphi'(t - t_0); \quad -\frac{\partial u}{\partial l} = \frac{1}{a} \varphi'(t - t_0)。$$

利用上列各式，可以求出由座标 l 所确定的、作用在彈鏈內任一橫斷面上的力。

假設彈鏈每一單元長度 a' 的彈性與長度為 L 的整個彈鏈的彈性相同，就可以寫出關係式

$$\frac{\partial u}{\partial l} = \frac{u}{L}, \quad (58)$$

式中 u ——彈鏈（長度為 L ）在 P 力作用下的縱向彈性變形；

∂u ——彈鏈單元長度 a' 在 P 力作用下的縱向彈性變形。

上式的右邊用 P 乘除之，得

$$\frac{\partial u}{\partial l} = \frac{u}{P} \cdot \frac{P}{L}。$$

考慮到 $\frac{PL}{a} = \eta$ 是彈鏈單元長度的剛度，可得

$$\frac{\partial u}{\partial l} \eta = P。$$

因此，對於第一區域（圖 309），

$$|P| = \frac{\eta}{a} \varphi'(t - t_0)。$$

■ 310 和 311 是當撥彈滑板的速度按綫性規律變化或固定不變時，彈鏈上各個橫斷面的速度和相對變形的圖解。這兩個圖都是根據上述各個公式作出的。

利用這些圖解，可以確定由彈鏈作用在撥彈滑板上的力 P 的變化規律，和推送彈鏈時所耗的機械能量。

顯然，由彈鏈作用在撥彈滑板上的力 P 的表达式可以在 $t_0 = 0$ 時得出。

這時，對圖解的第一區域（圖 309）得

$$|P_n| = \frac{\eta}{a} \varphi'(t) = \sqrt{\eta \mu} V_n,$$

式中 V_n ——彈鏈上端或撥彈滑板的速度。

此表达式指出，在 $t < 2t_1$ 時，由彈鏈作用在撥彈滑板上的力與撥彈滑板的速度成比例。

例如，當 $\eta = 1000$ 公斤時， $\mu = 0.125 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}$ ，

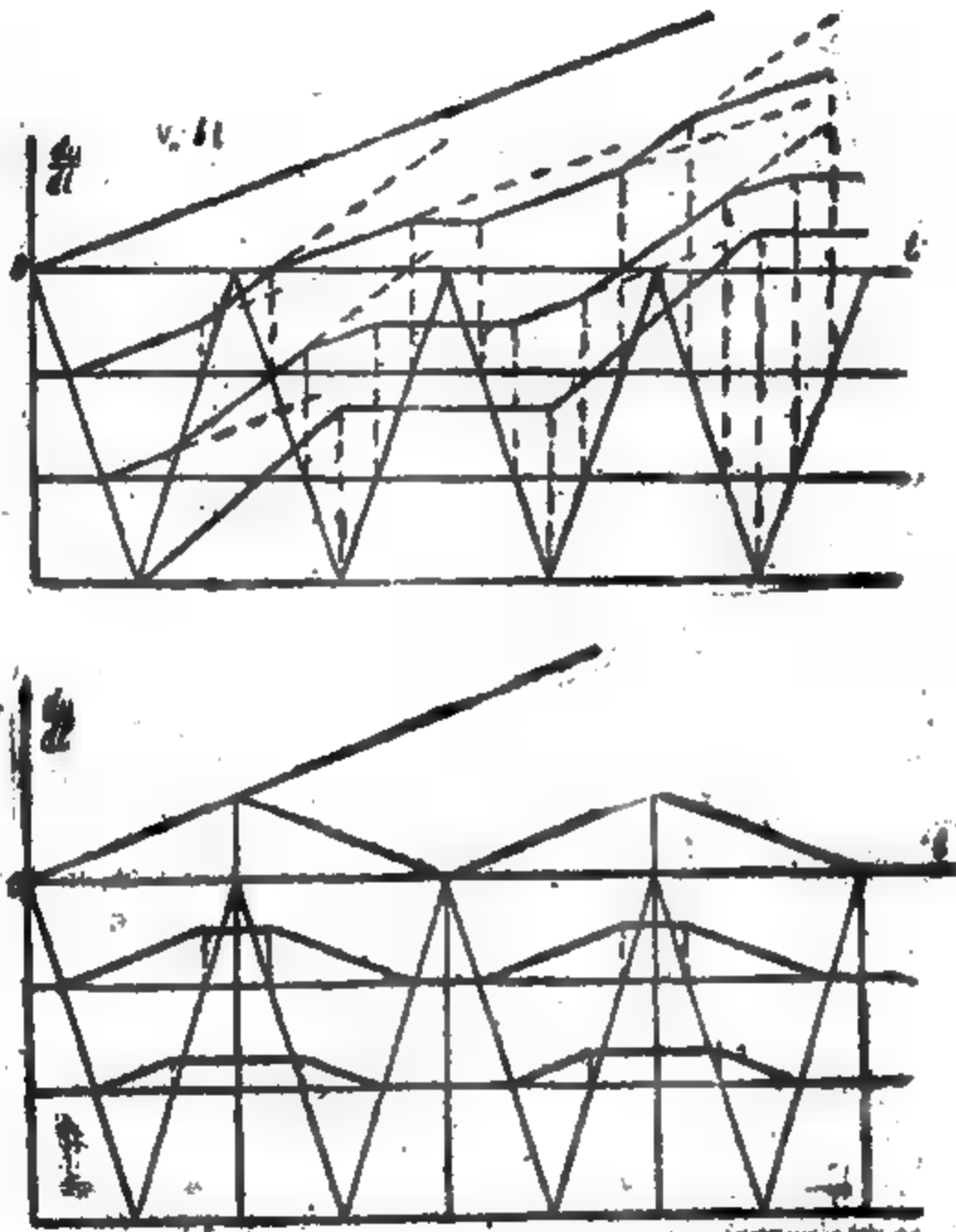


图310 当弹簧滑板的速度按线性规律变化时，弹簧上各个横断面的速度和相对变形的图解。

而

$$V_n = 2 \frac{\text{米}}{\text{秒}} \text{ 时, } \quad \text{力 } P_n = 22 \text{ 公斤。}$$

如果弹簧供弹机构在 $t > 2t_1$ 的时间内工作，由弹簧作用在弹簧滑板上力的表达式将更复杂一些，一般可按下式求出：

$$t_0 = \frac{\pi}{\omega} \text{ 时, } |P_n| = \eta \frac{\partial u}{\partial t}。$$

弹簧运动时所消耗的机械能（只考虑 P_n 力的作用时）可用下式表示



图311 当搬弹滑板的速度不变时，弹链上各个横断面的速度和相对变形的图解。

$$E = \int_0^s |P_n| ds,$$

式中 s ——搬弹滑板的座标。

考虑到 $ds = V_n dt$ ，上列 E 的表达式可以写作下列形式：

$$E = \int_0^t |P_n| V_n dt.$$

当 $t \leq 2t_1$ 时，力

$$|P_n| = -\frac{\eta}{a} \varphi'(t) = \frac{\eta}{a} V_n, \quad E = \frac{\eta}{a} \int_0^t V_n^2 dt.$$

当 $2t_1 \leq t \leq 4t_1$ 时，力

$$|P_n| = \frac{\eta}{a} [\varphi'(t) - 2\varphi'(t - 2t_1)] = \frac{\eta}{a} (V_n(t) - 2V_n(t - 2t_1)),$$

$$E = \frac{\eta}{a} \int_0^t (V_n - 2V_n(t - 2t_1)) V_n dt.$$

分析一下各种自动武器的弹链供弹机构，就不难看到，在凸轮机构中，凸轮轮廓的结构一般都使从动构件（搬弹滑板）有两个运动时期：加速时期和制动时期；而且在从动构件的加速时期内，其速度都近似地按线性规律增长。在非凸轮机构的弹链供弹

机构中，則常保證从动构件在供彈时期內的速度变化不大而接近于常量。

因此，現在我們更詳細地研究一下彈鏈运动的这两种情况：一种是撥彈滑板的速度驟然由零增到某一規定的數值，然後保持不變；一种是撥彈滑板的速度由零按綫性規律逐漸地增加到某一規定值。

如果撥彈滑板的速度随時間成直綫增大，則將有 $V_n = bt$ ，式中 b 是撥彈滑板的常量加速度。

这时，对于 $t \leq 2t_1$ 將得

$$E = \frac{\eta}{a} \int_0^t V_n^2 dt = \frac{\eta b^2}{a} \int_0^t t^2 dt = \frac{\eta b^2 t^3}{3a} = \frac{\eta V_n^2 t}{3a^2}$$

但

$$a^2 = \frac{\eta}{\mu} \text{ 和 } a = \frac{L}{t_1}$$

因而，

$$E = \frac{L\mu V_n^2}{3} \frac{t}{t_1}$$

但 $L\mu = m$ ，式中 m 是整个彈鏈的质量。所以

$$E = \frac{m V_n^2}{3} \frac{t}{t_1}$$

$t = 2t_1$ 时，得

$$E = \frac{2}{3} m V_{n2}^2 \quad (59)$$

式中 V_{n2} ——撥彈滑板在 $t = 2t_1$ 瞬間的速度。

如果

$$2t_1 \leq t \leq 4t_1$$

則

$$E = \frac{\eta}{a} \int_{2t_1}^t [V_{n2} - 2V_n(t-2t_1)] V_n dt,$$

但

$$V_{n2} = bt \text{ 和 } V_n(t-2t_1) = b(t-2t_1).$$

因此，

$$E = \frac{\eta b^2}{a} \int_{2t_1}^t [t - 2(t - 2t_1)] t dt$$

或

$$E = \frac{\eta b^2}{a} \int_{2t_1}^t (4t_1 t - t^2) dt.$$

积分后得

$$E = \frac{\eta b^2}{a} \left[2t_1 t^2 - \frac{t^3}{3} - \frac{16}{3} t_1^3 \right],$$

或者由于

$$a^2 = \frac{\eta}{\mu}; \quad b t = V_n; \quad a = \frac{L}{t_1}; \quad L\mu = m,$$

得

$$E = m V_n^2 \left[2 - \frac{1}{3} \frac{t}{t_1} - \frac{16}{3} \frac{t_1^2}{t^2} \right],$$

此时

$$t = 4t_1 \text{ 时, } E = \frac{m V_{n2}^2}{3}, \quad (60)$$

式中 V_{n2} ——撥彈滑板在 $t = 4t_1$ 瞬間的速度。

(60)式同样可以写成下列形式:

$$E = \frac{4}{3} m V_{n1}^2, \quad (61)$$

式中 V_{n1} ——撥彈滑板在 $t = 2t_1$ 瞬間的速度。

利用 (59) 式和 (60) 式, 可以求得在 $t = 4t_1$ 的時間內彈鏈供彈所耗机械能量的表达式:

$$E = 2m V_{n2}^2,$$

式中 V_{n2} ——撥彈滑板在 $t = 2t_1$ 瞬間的速度。

如果撥彈滑板的速度值不变 ($V_n = \text{常量}$), 則当 $t \leq 2t_1$ 时,

$$E = \frac{\eta}{a} V_n^2 \int_0^t dt = \frac{\eta V_n^2}{a} t.$$

此表达式很容易化成下列形式:

$$E = m V_n^2 \frac{t}{t_1},$$

式中 $m = \mu L$ ——整个弹链的质量。

在 $t = 2t_1$ 时

$$E = 2mV_{n0}^2 \quad (62)$$

在 $2t_1 \leq t \leq 4t_1$ 时，将没有由弹链作用在搬弹滑板上的力， \blacksquare 为弹链将产生跳动。



图312 $V_n = f(t)$ 的图解。

为了比较一下弹链运动时可能消耗的机械能量，假設搬弹滑板有两个速度变化规律，这两个规律都能保证搬弹滑板在給定的供弹时间 t_n 内作同样大小的位移 s (图 312)。

如果 $t_n = 2t_1$ ，那末搬弹滑板的速度按直线增大时 ($V_n = bt$)，消耗在弹链运动上的机械能量将为

$$E = \frac{2}{3} m V_n'^2 \quad (63)$$

搬弹滑板的运动速度值不变时 ($V_n = \text{常量}$)，在同一时间内机械能的消耗将为

$$E = 2mV_n'^2$$

因为在所考虑条件下 ($s = \text{常量}$)，应当使 $V_n' = 2V_n$ ，所以后一表达式可以写为

$$E = \frac{mV_n'^2}{2}$$

如果 $t_n = 4t_1$ ，则当 $V_n = bt$ 时，

$$E = 2mV_n'^2 \text{ 或 } E = \frac{mV_n'^2}{2}$$

在 $V_n = \text{常量}$ 时，

$$E = 2mV_n'^2 \text{ 或 } E = \frac{mV_n'^2}{2}$$

把研究的結果列入下表。

消耗在彈鏈運動上的機械能量表

	$t_n = 2t_1$	$t_n = 4t_1$
$V_n = bt$	$E = \frac{2}{3} m V_n^2$	$E = \frac{1}{2} m V_n^2$
$V_n = \text{常量}$	$E = \frac{1}{2} m V_n^2$	$E = \frac{1}{2} m V_n^2$

由表可知，彈鏈運動所消耗的機械能量不僅取決於撥彈滑板的速度的變化規律，還取決於供彈時間 t_n 和時間 t_1 的比值。

最後應該指出，利用上述研究彈鏈運動的方法，可以簡單地找出彈鏈上的任何部分在供彈機構工作時或工作後的運動。研究彈鏈在彈鏈供彈機構工作後的運動時，可以不考慮其彈性，但要考慮重力的作用。計算和試驗的結果証實，在進行連續射擊時，每次發射之後，在彈鏈供彈機構開始工作前，彈鏈處在運動狀態中。因此，在第一發以後的各次射擊中，消耗在輸送彈鏈上的能量通常都會減少。

在圖 313 上圖的是在彈鏈速度的變化規律為 $V_n = bt$ 和 $V_n = \text{常量}$ 時彈鏈上各個部分在供彈機構工作時的位移。

彈鏈在供彈機構工作時的運動，可以這樣進行計算：就是把由彈鏈作用在撥彈滑板上的力 P 換算到機構的基本主動構件上去，計算此主動構件的運動，然後根據傳動關係計算彈鏈（撥彈滑板）的運動。此作用力 P 可按上述公式求出。

同時，也可以考慮彈鏈懸掛部分的重力和彈鏈進入受彈器時所受的摩擦力，但是，這些力對彈鏈供彈機構工作的影響與 P 力比較起來，通常是微不足道的。

供彈機構的工作對自動機工作的影響很大。

為了說明這種影響，下面列表舉出馬克沁機槍的槍管在彈鏈懸掛部分上的槍彈數量不同時復進運動時間的試驗數據。

由表可以看出，機構的極限負荷比懸垂 200 發槍彈稍微多一

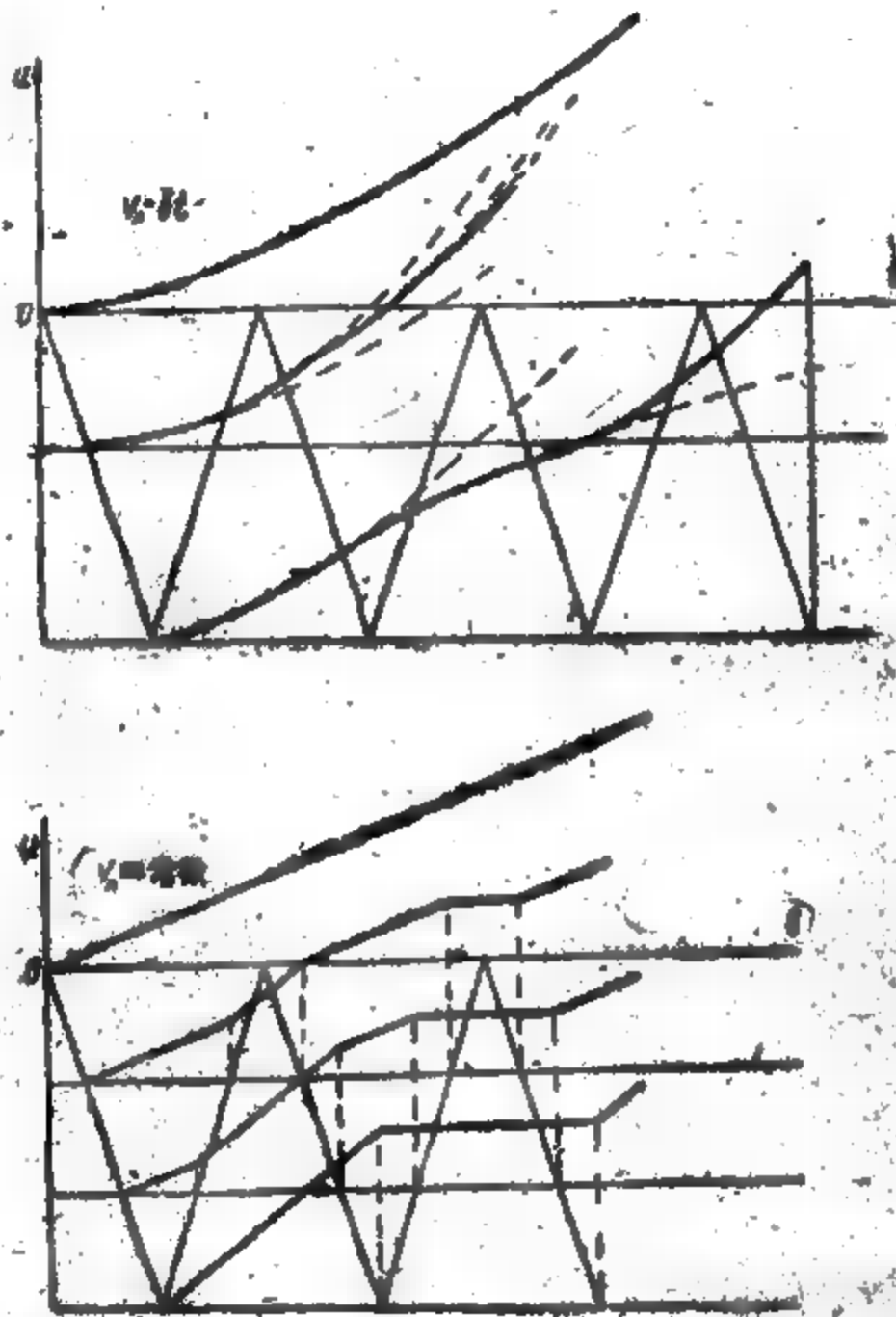


图215 在 $v_m = bt$ 和 $v_m = \text{常量}$ 时弹链运动的图解。

点，在极限负荷下，枪管还能在枪机赶上它之前到达最前方位置而不致卡弹。表中的第一栏表明弹链的质量对自动机运动的影响有多大；第二栏表明供弹机构在第二发射击时不承受负荷，并且，在弹链长度达 100 发枪弹以前，自动机在第二发射击时的工作条件实际上不受弹链长度的影响。

因此，在这种情况下，供弹机构最坏的工作条件是在第一发射击时产生的。计算时应当考虑到这一点。

在长点射时，供弹机构最坏的工作条件也可能不在第一发射

击时产生，而产生在連續发射中的某一发上。这时，彈鏈在上跳之后复向下落，而供彈机构又恰好在这时猛拉彈鏈向上运动。

馬克沁机枪槍管的复进运动時間

彈鏈上槍彈急挂 的数量	运 动 时 間 (秒)		
	連发中的第一发	連发中的第二发	連发中的第三发
20	0.0302	0.0285	
40	0.0321	0.0279	
60	0.0333	0.0260	
80	0.0417	0.0267	
100	0.0628	0.0271	
120	0.0671	0.0314	0.0620
140	0.0752	0.0313	
160	0.0885	0.0346	0.0812
200	0.0940	0.0307	
240	0.1165	卡彈	

正如我們所看到的，机构各部分上的最大內力，主要决定于彈鏈滑板的速度。有了彈鏈滑板的速度随時間变化的图解，就可以求出供彈杠杆凸輪上的最大作用力（此力使彈鏈拉伸），并可以进而求出其它零件上的作用力。根据求出的力，就可以計算零件的强度。

根据实验的数据，在某些武器上（口徑7~8毫米），由彈鏈作用在供彈传动机构上的作用力大到30公斤，这时自动机还能够工作。

下表列出彈鏈破断强度的实验数据。

彈 鏈 类 型	破断力(公斤)
馬克沁机枪的(混合式的)彈鏈	150~170
CF-43 机枪的(金屬的)彈鏈	130~210
可儿特机枪的(麻織的)彈鏈	100~110
MG-42 机枪的(金屬的)彈鏈	160~180
ZB-53 机枪的(金屬的)彈鏈	150~160
ДШК 大口徑机枪的(金屬的)彈鏈	850~900

彈藥供彈機構的分析和作圖舉例

假設要求設計一個供彈機構，在槍機（主動構件）移動 x_1 時，保證撥彈滑板（從動構件）的位移為 s_1 。

給定傳速比變化規律 $k = f(x)$ 之後，就可以求出關係式 $s = f(x)$ 。

其中 x —— 槍機的位移；
 s —— 撥彈滑板的位移。

實際上，

$$k = \frac{ds}{dx}$$

$$ds = k dx$$

因此，

$$\int_0^s ds = \int_0^x k dx$$

$$s = \int_0^x k dx$$

假設關係式 $k = f(x)$ 可以用下列公式表示之：當 $0 \leq x \leq \frac{x_1}{2}$ 時， $k = ax$ ，當 $\frac{x_1}{2} < x \leq x_1$ 時， $k = b$ 。
 式中 a 和 b 是兩個常數。

$$s_1 = \int_0^{\frac{x_1}{2}} ax dx + \int_{\frac{x_1}{2}}^{x_1} b dx,$$

$$s_1 = \frac{ax_1^2}{8} + \frac{bx_1}{2}.$$

但當

$$x = \frac{x_1}{2} \text{ 時, } \frac{ax_1}{2} = b.$$

所以

$$s_1 = \frac{ax_1^2}{8} + \frac{ax_1^2}{4} = \frac{3}{8} ax_1^2.$$

由此得

$$a = \frac{8s_1}{3x_1^2}, \quad b = a \frac{x_1}{2}.$$

如令, $s_1 = 24$ 毫米, $x_1 = 80$ 毫米, 則得

$$a = 10 \frac{1}{\text{毫米}}, \quad b = 0.4。$$

現在可以求出 $s = f(x)$ 的关系式如下:

$$s = \int_0^x ax dx,$$

此时, $0 \leq x \leq \frac{x_1}{2}$ 时;

$$s = \int_0^x ax dx,$$

此时, $\frac{x_1}{2} \leq x \leq x_1, \quad s = \frac{ax_1^2}{8} + \int_{\frac{x_1}{2}}^x b dx。$

按照第一个公式, 得

$$s = 5x^2,$$

按照第二个公式, 得

$$s = 5 \times 0.04^2 + 0.4 (x - 0.04)。$$

下面列出按照上述公式求出的 $s = f(x)$ 的数值关系。

x (毫米)	0	10	20	30	40	50	60	70	80
s (毫米)	0	0.5	2	4.5	8	12	16	20	24

为了得到 $s = f(x)$ 的关系, 可以采用不同结构的供弹机构。例如, 可以利用 CF-43 式机枪的供弹机构, 此机构是由两个活动构件组成的 (枪机框和搬弹滑板); 它们之间的运动联系是利用枪机框上的凹槽和搬弹滑板上的凸起构成的 (图314), 此凸起在凹槽内移动。在 CF-43 式机枪上, 枪机框上的这个凹槽是一个倾斜度不变的直槽, 因而使搬弹滑板和枪机框之间的速度比不变。对于变速度比, 枪机框上的这个凹槽就应当是一条曲线槽。下面我们研究一下在采取上述速度比的变化规律时, 如何作出枪机框上曲线槽的理论轮廓。

我們假設槍機框固定不動，而研究撥彈滑板對槍機框的相對運動。

為了在這種情況下得到和槍機框運動時相同的相對位移，必須使撥彈滑板以槍機框的速度（但方向相反）朝着與槍機框運動方向相反的方向移動，同時又垂直於槍機框的運動方向，以它自己所固有的速度（在槍機框運動時撥彈滑板的速度）移動。

如果在所設條件下，選取一直角座標系，沿橫座標軸截取撥彈滑板對槍機框的縱向相對位移 s （其絕對值等於槍機框的縱向位移），沿縱座標軸截取撥彈滑板的橫向位移 x ，便得 $x = f(s)$ 的曲線，此曲線就是槍機框上曲線槽的理論輪廓。

求此曲線槽輪廓的全部作圖法如圖 315 所示。

所求得的曲線，將決定撥彈滑板上凸起的中心在槍機框上曲線槽內的位置。如果這個凸起是一個圓柱，那末為了求得槍機框上曲線槽的工作輪廓，必須以該凸起的半徑為半徑在理論輪廓上

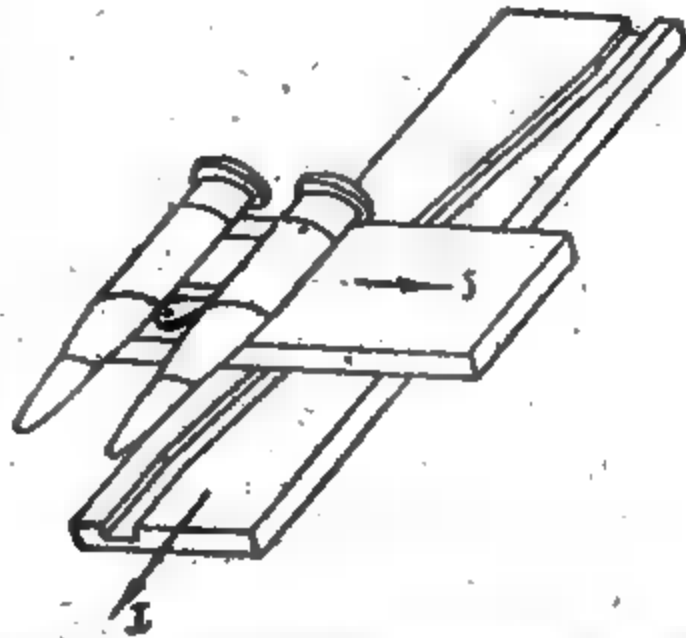


圖314 CR-43式機槍的彈鏈供彈機構略圖。

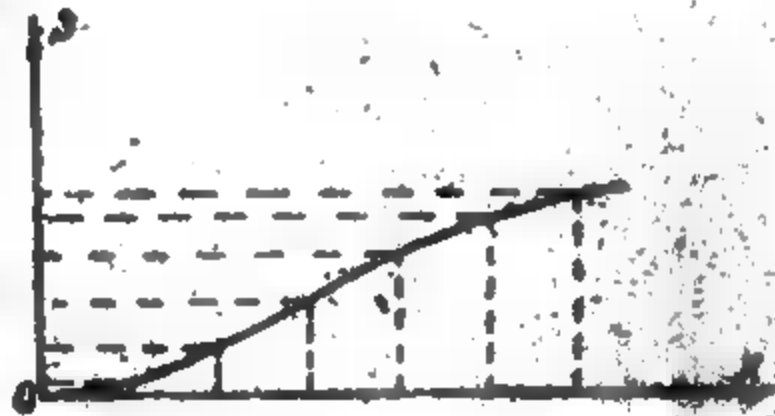


圖315 槍機框上曲線槽理論輪廓的繪制。

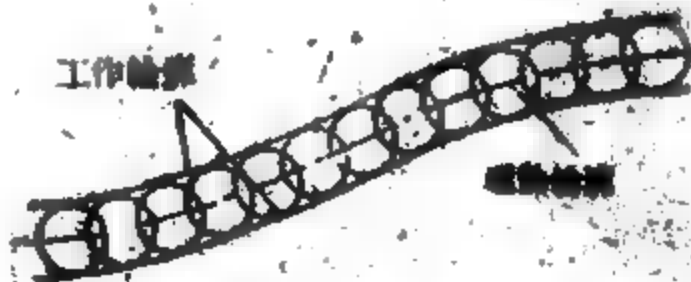


圖316 槍機框上曲線槽的工作輪廓的繪制。

作出一系列的圓，這些圓的外包綫就是曲綫槽的工作輪廓（圖316）。

現在讓我們根據317圖所示的略圖作出供彈機構的傳動系統。這個傳動機是一個繞 O 點擺動的杠杆，杠杆前臂的末端進入撥彈滑板上的缺口內，杠杆的另一臂上有一曲綫槽，槍机上的圓柱形凸起進入此槽內。給定槍机上凸起的中心和撥彈滑板缺口的起始位置，並給定杠杆迴轉軸 O 的位置，就可以按下述方法作出杠杆上曲綫槽的理論輪廓（圖318）。

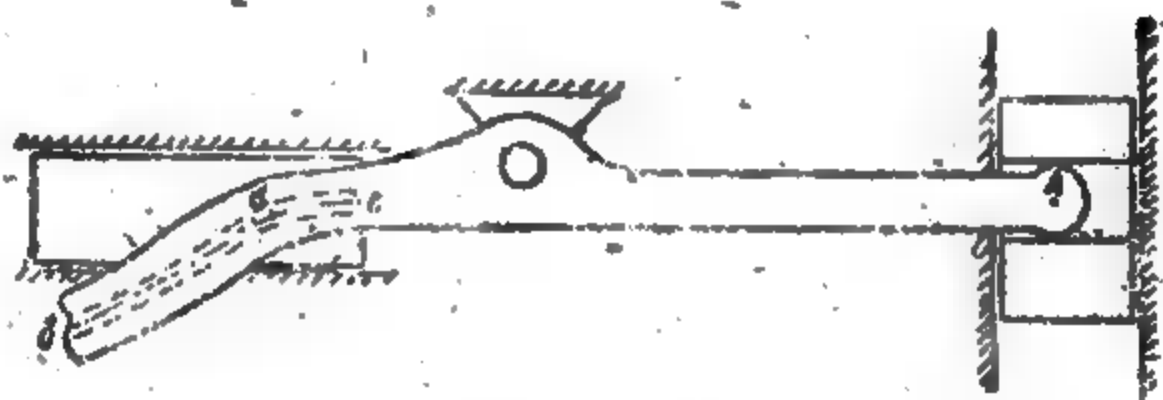


圖317 彈鏈供彈機構略圖。

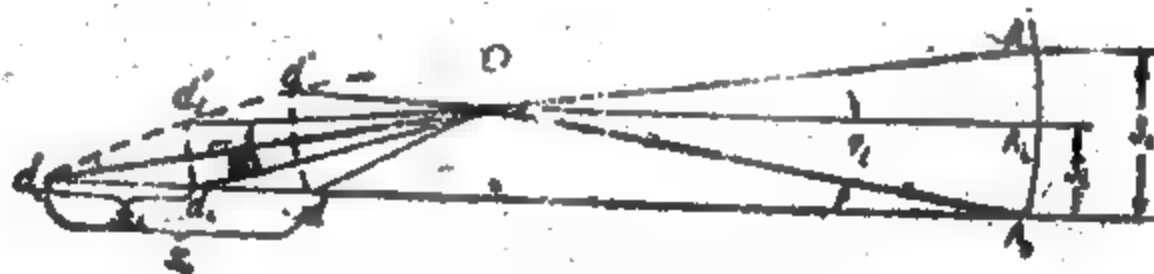


圖318 杠杆上曲綫槽輪廓的繪制。

為了使撥彈滑板能在槍机位移 x_i 時得到位移 s_i ，必須由相應的起始位置出發標出這些位移（圖318），並把 A_i 點和 d_i 點與杠杆的迴轉軸心（ O 點）用直線連接起來。

然後以 O 點為頂點，從 Od_i 線出發作角 $\varphi_i = \angle A_i O A_0$ 。

如果在已求得的角的两邊之間，以 O 為圓心，作圓弧 $d_i d'_i$ ，則 d'_i 點將在槍机曲綫槽的理論輪廓上。

實際上，當槍机上的圓柱形凸起的中心由 d_0 點到 d_i 點移動

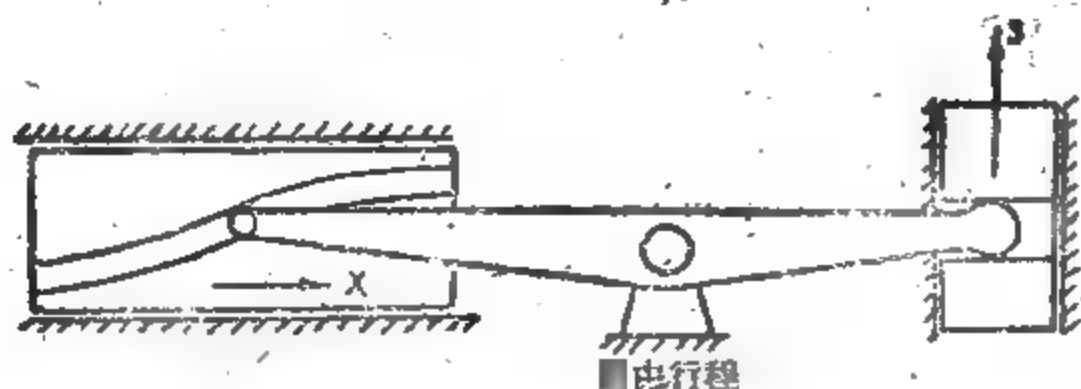


图319 彈鏈供彈机构的略图。

一个 x_i 的位移时, d'_i 点将与 d_i 点相重合, 且杠杆将转动一个大小等于 φ_i 的角度。这时杠杆的另一臂也转动一个 φ_i 角, A_0 点就转到 A_i 点的位置上, 使撥彈滑板获得給定的位移 s_i 。

利用这个方法同样可以求得杠杆曲綫槽理論輪廓上一系列的 d'_i 点。

图 319 是某一彈鏈供彈机构的原理图, 图 320 則是該机构中枪机上曲綫槽輪廓的作法。此机构略图与上述机构略图不同之点在于: 这个机构中的曲綫槽直接作在枪机上。

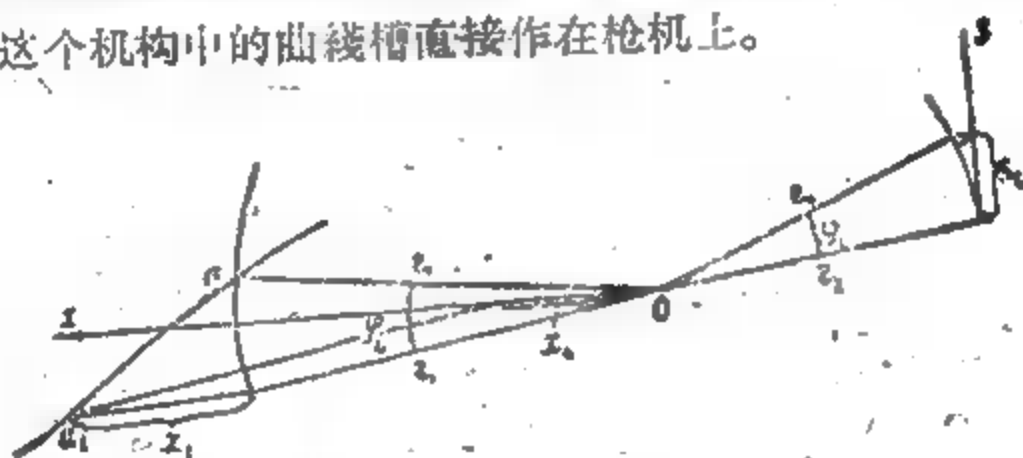


图320 枪机上曲綫槽輪廓的作法。

为了作出枪机上曲綫槽的理論輪廓, 应假設枪机不动, 而认为杠杆軸对枪机作相反方向的运动。如果枪机向前的位移量为 x_i 时, 撥彈滑板的位移量为 s_i , 則应如图 320 所示, 截取长度为 s_i 的綫段, 然后标出杠杆臂半径 r_2 的第二个位置, 得出 φ_i 角。

然后, 应当繞 O 点标出 φ_i 角繪出半径 r_1 的第二个位置, 由半径 r_1 的末端在枪机运动的反方向上截取 x_i , 得 a_i 点。此 a_i 点就是枪机曲綫槽的理論輪廓上的一点。实际上, 当枪机移动 x_i 的路程时, 杠杆末端将沿枪机曲綫槽滑动, 使杠杆转动一个 φ_i 角, 同

时撥彈滑板移动一个大小等于 s_1 的路程。

利用同一作图方法，可以求得一系列的 a_i 点，由此作出枪机曲綫槽的理論輪廓，然后即可作枪机曲綫槽的实际輪廓。

用上述方法求得的曲綫，通常可代以圓弧和直綫綫段的組合而予以简化。

这时，彈鏈供彈机构傳动机的傳速比的变化規律也将有一些改变，并且不能像前面所举的例子那样，能用简单的解析式表示此傳速比的变化規律。在这种情况下計算自动机的运动时，如果需要足够精确地計算傳速比的实际变化規律，就应该采用运动微分方程式的圖解解析解法或数值积分解法。

下面以图 314 所示的机构为例，研究如何在彈鏈供彈机构工作时計算自动机各部分的运动。

在解此实例时，将根据两个假設来計算彈鏈的运动。我們首先在不考虑彈鏈的彈性且假設彈鏈的全部质量集中在一点的条件下来研究自动机的工作，然后再考虑彈鏈的彈性来解此問題。

为了解此实例，令供彈傳动机的傳速比 k 在基本构件的前半个行程內，即由 $x = 0$ 到 $x = \frac{\lambda}{2}$ 的行程內，为 $k_1 = ax$ ，在基本构件的后半个行程內，即由 $x = \frac{\lambda}{2}$ 到 $x = \lambda$ 时，为 $k_2 = b$ 。設供彈机构的基本构件在复进簧的作用下发生运动，其质量为 $M_p = 0.2 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}$ ；已知复进簧在供彈机构开始工作时的內力为 $\Pi_1 = 11$ 公斤，在供彈机构工作結束时的內力为 $\Pi_2 = 5$ 公斤；基本构件在彈鏈供彈机构工作过程中的工作行程为 $\lambda = 80$ 毫米。令在发射时运动的彈鏈和撥彈滑板的质量 $M_z = 0.1 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}$ 。为了使問題简化起見，我們忽略供彈机构傳动机中其它零件的质量和机构中的摩擦損失，取垂直悬挂的彈鏈重为 $q = 0.98$ 公斤，彈鏈进入受彈器时所受的摩擦力 $R_z = 1$ 公斤。設彈鏈供彈机构开始工作时基本构件的速度为 $V_{p0} = 3.5$ 米/秒。

我們利用下列方程式来解决（見 184 頁）所提出的問題（不

考虑弹键的弹性时):

$$M'_A V_A^2 = M_{A0}^2 V_{A0}^2 + 2 \int_0^x Q dx, \quad (64)$$

式中 M'_A ——把机构中所有活动部分的质量换算到基本构件上以后的换算质量

$$\left(M'_A = M_A + M_B \frac{k^2}{\eta} \right);$$

Q ——把构件中作用在活动部分上的全部作用力换算到基本构件上以后的换算力

$$\left(Q = F_A - F_B \frac{k}{\eta} \right);$$

V_A ——机构中基本构件在任意瞬间的速度;

V_{A0} ——基本构件的初速;

M_{A0} ——换算质量的初始值。

在换算质量和换算力之表达式中包括下列各量:

M_B ——机构中工作构件的质量 (在这种情况下, 是带弹键的撞弹滑板);

k ——机构的传动比;

η ——效率;

F_A ——作用在基本构件上的主动力在其运动方向上的投影;

F_B ——作用在工作构件上的阻力在其运动方向上的投影。

在所研究的实例中, 上述各量的数值为:

$$F_A = \Pi = \Pi_1 - \frac{\Pi_1 - \Pi_2}{\lambda} x = 11 - 75x \text{ 公斤};$$

$$F_B = q + R_x = 1.98 \text{ 公斤}; \quad \eta = 1; \quad k_1 = 10x \frac{1}{\text{米}}; \quad k_2 = 0.4;$$

$$M_A = M_P = 0.2 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}; \quad M_B = M_A = 0.1 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}。$$

根据这些数值, 换算质量和换算力可表示如下:

对第一运动路段, 即 $0 < x < \frac{\lambda}{2}$ 时,

$$M'_A = M_p + M_x k_1^2 = 0.2 + 10x^2;$$

$$Q = \Pi - (q + R_x) k_1 = 11 - 75x - 19.8x = 11 - 94.8x;$$

对第二运动路段, 即 $\frac{\lambda}{2} < x < 1$ 时,

$$M'_A = M_p + M_x k_1^2 = 0.216,$$

$$Q = \Pi' - (q + R_x) k_2 = 10.2 - 75x.$$

第一运动路段内换算质量的初始值 ($x=0$ 时) 为:

$$M'_A = 0.2 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}.$$

由求得的换算力的表达式, 可以求出积分

$$2 \int_0^x Q dx.$$

对第一运动路段

$$2 \int_0^x Q dx = 2 \int_0^x (11 - 94.8x) dx = 22x - 94.8x^2.$$

对第二运动路段

$$2 \int_{\frac{\lambda}{2}}^x Q dx = 2 \int_{\frac{\lambda}{2}}^x (10.2 - 75x) dx = \left[20.4x - 75x^2 \right]_{\frac{\lambda}{2}}^x.$$

把界限值 ($\frac{\lambda}{2} = 0.04$) 代入后, 得:

$$2 \int_{0.04}^x Q dx = -0.7 + 20.4x - 75x^2.$$

解 (64) 式求 V_A^2 , 并将各量的值代入, 可得:

对第一运动路段

$$V_A^2 = \frac{0.2 \times 3.5^2 + 22x - 94.8x^2}{0.2 + 10x};$$

对第二运动路段

$$V_A^2 = \frac{0.216 \times V_{A1}^2 - 0.7 + 20.4x - 75x^2}{0.216}.$$

在上式中, V_{A1} 是基本构件在第二运动路段上的初速, 它等于

此构件在第一运动路段上的末速。

将不同的 x 值代入 V_x 的表达式中，可以求得与各个 x 量相对应的基本构件的速度 V_{x0} 。

将按上述公式计算的结果列表如下：

x (毫米)	0	10	20	30	40
k	0	0.1	0.2	0.3	0.4
$V_x = V_p$ (米/秒)	3.5	3.64	3.74	3.81	3.84
V_x (米/秒)	0	0.364	0.748	1.143	1.536
Δt (秒)	—	0.00280	0.00271	0.00265	0.00261
J_{cp} (米/秒 ²)	—	130	141	149	151

x (毫米)	50	60	70	80
k	0.4	0.4	0.4	0.4
$V_x = V_p$ (米/秒)	3.92	3.99	4.05	4.1
V_x (米/秒)	1.568	1.596	1.62	1.64
Δt (秒)	0.00258	0.00252	0.00249	0.00248
J_{cp} (米/秒 ²)	12	11	10	9

表中还列出了撞弹滑板的速度 V_x 、基本构件每移动 10 毫米的运动时间 Δt 和撞弹滑板的平均加速度 J_{cp} 。

这些量是按下列公式算出的：

$$V_x = kV_{pi}$$

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{V_{p, cp}}$$

$$J_{cp} = \frac{\Delta V_x}{\Delta t}$$

式中 $V_{p, cp}$ ——枪机框在 Δt 时间内的平均速度；

ΔV_x ——撞弹滑板的速度在 Δt 时间内的增量。

知道了撞弹滑板的加速度，就可以求出作用在供弹机构上最大的力为：

$$F_T = q + R_n + J_{cp} M_n = 1.98 + 151 \times 0.1 \approx 17 \text{ 公斤。}$$

把所有的 Δt 值加起来，就可以得出撞弹机构的工作时间

$$t_n = \sum \Delta t = 0.0208 \text{ 秒。}$$

由于供弹机构的基本构件在机构工作时的运动速度变化不大，故可以根据初速和末速的平均值来求出供弹机构的工作时间

$$t_n = \frac{2l}{v_{p0} + v_{p1}} = 0.021 \text{ 秒。}$$

根据下述概念，就可以算出弹链供弹机构在工作时消耗的机械能量。

复进簧的功为

$$A = \frac{P_1 + P_2}{2} l = \frac{11 + 5}{2} 0.08 = 0.64 \text{ 公斤·米。}$$

因此，在不考虑供弹机构的工作和因摩擦而损失的机械能量时，供弹机构的基本构件在机构工作结束瞬间的动能将为：

$$E = \frac{M_p v_1^2}{2} + A = \frac{(0.2) \cdot (3.5)^2}{2} + 0.64 = 1.86 \text{ 公斤·米。}$$

在上述计算的基础上，考虑到供弹机构的工作时，基本构件在供弹机构工作结束瞬间的动能将为：

$$E_1 = \frac{M v_1^2}{2} = \frac{(0.2) \cdot (4.1)^2}{2} = 1.68 \text{ 公斤·米。}$$

因此，供弹机构工作时所消耗的机械能量为：

$$\Delta E = E - E_1 = 1.86 - 1.68 = 0.18 \text{ 公斤·米。}$$

最后必须指出，不仅在传递比 k 与基本构件的位移 x 的关系能用简单解析式表示时，可以使用上述计算方法，就是在 $k=f(x)$ 不能用解析式表示而用表格或图解表示时，也可以使用上述计算方法。

在这种情况下，换算质量 M_1 和换算力 Q 与基本构件位移 x 的关系也将用图解或数值表示，同时，应当用近似的数值解法或近似的图解法来计算积分 $\int Q dx$ 。运用图解解析法研究弹链供弹机构中构件运动的例子，见 270 页。

现在我们来研究一下上述实例在考虑弹链弹性时的解法。为此，作为对上例的补充，我们令 M_n 只代表弹链的质量，而将接弹滑板的质量忽略不计，另外还假设弹链垂直悬挂部分的长度为 1 米，整个弹链的刚度系数为 $\eta = 1000$ 公斤/米。

在所取假設的条件下，彈鏈供彈机构的基本构件的运动方程式可写作下列形式：

$$M_p \frac{dV_p}{dt} = \Pi - (P + q + R_x) k,$$

式中 $M_p = 0.2 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}$ —— 供彈机构中基本构件的质量；

V_p —— 供彈机构中基本构件的速度；

$\Pi = 11 - 75x$ —— 复进簧的彈力；

$q = 0.98$ 公斤 —— 彈鏈悬挂部分的重力；

$R_x = 1$ 公斤 —— 彈鏈进入受彈器时所受的摩擦力；

k —— 傳速比；

P —— 彈鏈运动时作用在撥彈滑板上的力。

前面曾求得 P 力的表达式为

$$P = \sqrt{\eta M_x V_x},$$

式中 V_x —— 彈鏈上端（或撥彈滑板）的速度。

将 η 和 M_x 之值代入此公式，得

$$P = \sqrt{1000 \times 0.1 V_x} = 10V_x.$$

P 力也可以这样来表示：

$$P = 10kV_p, \text{ 因为 } k = \frac{V_x}{V_p}.$$

現在可将供彈机构中基本构件的运动方程式写作下列形式：

$$0.2 \frac{dV_p}{dt} = 11 - 75x - 10k^2 V_p - 1.98k.$$

对基本构件的第一个运动路段，取 $k = ax = 10x \frac{1}{\text{米}}$ ，得

$$0.2 \frac{dV_p}{dt} = 11 - 94.8x - 1000V_p x^2$$

或

$$\frac{dV_p}{dt} = 55 - 474x - 5000V_p x^2.$$

如果没有补充的假設，解此微分方程式时，可以运用任意的近似数值解法或图解解析法。

然而考虑到用理想的匀质彈性彈鏈替换实际彈鏈使得求出的

P 力并不精确，因而可以用基本构件的初速代替其存速 V_p ，以简化这个微分方程式。如果在弹链供弹机构工作时，基本构件速度的变化较小，则这种替换不致显著地改变计算的结果。

根据这个假设，上述微分方程式可写作下列形式：

$$\frac{dV_p}{dt} = 55 - 474x - 5000V_{p0}x^2,$$

或考虑到 $V_{p0} = 3.5$ 米/秒，得

$$\frac{dV_p}{dt} = 55 - 474x - 17500x^2.$$

此方程式可以写作下列形式：

$$V_p^2 = V_{p0}^2 + 2 \int_0^x (55 - 474x - 17500x^2) dx,$$

或者在积分之后代入 V_{p0} 值，得

$$V_p^2 = 12.25 + 110x - 474x^2 - 11700x^3.$$

将按照这个公式算出的基本构件的速度 V_p 列入下表：

x (毫米)	0	10	20	30	40
V_p (米/秒)	3.5	3.64	3.76	3.84	3.88
t (秒)	—	0.0028	0.0055	0.0081	0.0107
V_A (米/秒)	0	0.36	0.75	1.11	1.55

表中还列出了按平均速度算出的运动时间和搬弹滑板的运动速度 $V_A = kV_p$ 。

弹链供弹机构在下一路段上的工作中，传速比保持为常量 ($k = 0.4$)。

机构的运动微分方程式为：

$$0.2 \frac{dV_p}{dt} = 11 - 75x - 10V_p k^2 - 1.98k;$$

当

$k = 0.4$ 和 $V_p \approx V_{p0} = 3.5$ 米/秒时，

$$\frac{dV_p}{dt} = 23 - 375x.$$

对此方程式积分之后，可得

$$V_p^2 = V_{p(40)}^2 + 2 \int_{\frac{\lambda}{2}}^x (23 - 375x) dx,$$

式中 $V_{p(40)} = 3.88$ 米/秒——彈鏈供彈機構工作期間內槍機移動了 40 毫米后的速度。

$\frac{\lambda}{2} = 40$ 毫米——槍機在前一運動時期中的位移。

對上式進行積分，並將 $V_{p(40)}$ 和 $\frac{\lambda}{2}$ 之值代入后，可得

$$V_p^2 = 13.8 + 46x - 375x^2.$$

槍機速度 V_p 的計算結果示于下表：

x (毫米)	40	50	60	70	80
V_p (米/秒)	3.88	3.89	3.90	3.9	3.89
t (秒)	—	0.0133	0.0153	0.0185	0.021
V_n (米/秒)	1.55	1.55	1.55	1.56	1.55

在這些表中，還列出了按平均速度算出的運動時間和撥彈滑板的運動速度 $V_n = kV_{p0}$ 。

在解此例題時，曾假設由彈鏈作用在撥彈滑板上的 P 力與撥彈滑板的速度成正比。這個假設只有在供彈機構的工作時間 t_n 小於時間 $2t_1$ 的情況下才是正確的。

時間 t_1 可以按下式求出：

$$t_1 = \sqrt{\frac{\mu}{\eta}} = \sqrt{\frac{0.1}{1000}} = 0.01 \text{ 秒}.$$

因而，在所研究的實例中 $t_n \approx 2t_1$ ，這就証明了採用上述計算方法是可能的。

如果 $t_n > 2t_1$ ，則在時間 $t = 2t_1$ 之后，由於需要計算 (57) 式中的前三項，故必須考慮採用 P 力的另一關係式。

比較一下在考慮彈鏈彈性和不考慮彈鏈彈性時自動機在彈鏈供彈機構工作時的運動計算結果，就可看出，在本例的情況下，它們几乎是相同的。這是由於彈鏈懸挂部分不長之故。並且証實了前面所作的假設——在彈鏈不長時可以不考慮彈鏈的彈性——

是正确的。

这只是在确定运动諸元时如此。在确定撥彈滑板或彈鏈上的作用力时，考虑彈鏈的彈性与否可以計算的結果显著改变。

当供彈机构中撥彈滑板与基本构件之間的傳动机的傳速比为常量时，就特別需要考虑彈鏈的彈性，因为在这种情况下，在开始供彈时，撥彈滑板的速度几乎是突然增长到一定数值的（撥彈滑板加速的时间很短，并远小于时间 $2\tau_1$ ）。現在让我们根据上例中的数据来研究一下傳速比为常数时的情况。

如果傳速比为常数，为了使撥彈滑板在基本构件的位移为： $\lambda = 80$ 毫米时得到 $s = 24$ 毫米的位移，傳速比应当为 $k = \frac{24}{80} = 0.3$ 。

我們利用前例所引用的机构运动方程式来进行計算，即取

$$M_P \frac{dV_P}{dt} = \Pi - Pk - (q + R_n)k$$

或

$$V_P^2 = V_{P0}^2 + 2 \int_0^x [\Pi - Pk - (q + R_n)k] dx,$$

$$Pk = 10V_{P0}k^2 = 10 \times 3.5 \times 0.3^2 \approx 3.1 \text{ 公斤}$$

式中

$$\Pi = 11 - 75x_1;$$

$$(q + R_n)k = 1.98 \times 0.3 = 0.59;$$

$$M_P = 0.2 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}。$$

积分此公式，并将有关数值代入后，得

$$V_P^2 = 12.25 + 73x - 375x^2。$$

将按此公式算出的基本构件的速度列入下表：

x (毫米)	0	10	20	30	40
V_P (米/秒)	3.5	3.6	3.68	3.76	3.82
V_n (米/秒)	1.05	1.08	1.1	1.13	1.15
t (秒)	—	0.0028	0.0057	0.0084	0.01033

(續)

x (毫米)	50	60	70	80
V_D (米/秒)	3.82	3.92	3.94	3.96
V_E (米/秒)	1.17	1.18	1.18	1.19
t (秒)	0.0136	0.0161	0.0186	0.0212

表中还列入了按平均速度算出的机构工作时间和撥彈滑板的
速度 $V_x = kV_{p0}$

彈鏈供彈機構工作時所消耗的機械能量可按下式求出：

$$\Delta E = 2M_x V_x^2 = 2 \times 0.1 \times 1.19^2 = 0.284 \text{ 公斤} \cdot \text{米}。$$

由基本構件的動能平衡關係得出的機械能量消耗為 $\Delta E =$
0.29 公斤·米。

在這種情況下，作用在撥彈滑板上的力為

$$F_m = P_m + q + R_x = 10V_{xm} + 1.98 = 10 \times 1.19 + 1.98 \approx 14 \text{ 公斤}。$$

由以上所研究的實例可以看出，在考慮彈鏈的彈性時，第一次發射中消耗在彈鏈運動上的機械能要比不考慮彈鏈的彈性時大一些。

然而，計算的結果也說明，在彈鏈很短時（彈鏈懸垂部分的長度在 1 米以下），無論考慮和不考慮彈鏈的彈性，計算結果的差別並不大，這就証實了在計算供彈機構時，對短彈鏈不考慮其彈性的可能性。

§6 輸彈入膛機構

輸彈入膛機構的功用是把槍彈從受彈器或彈鏈上抽出，送到
便于推彈的位置（使槍彈接近槍膛軸綫）然後把它送入彈膛。

輸彈入膛機構要在很短的時間內（以百分之几秒計）使槍彈
移動很長一段路程。輸彈入膛機構的這種工作特點，要求我們特別注意慣性力作用的性質和大小，並要採取一切措施來減小槍彈的加速度。因為槍彈的加速度一大，就會產生很大的慣性力，這

种惯性力可能破坏枪弹的强度，特别是弹丸和底火在弹壳上的结合强度。

向弹膛输弹时，枪弹通常要靠结构中导向元件的作用来完成很复杂的运动。输弹时，枪弹运动是否平稳和对枪弹作用力的大小，与这些元件的形状和导引枪弹时这些元件作用在枪弹的那部分上有很太关系。因此，选择输弹入膛时的枪弹导向元件，要以下面两个条件为依据：保证枪弹的运动有最大的平稳性和保证枪弹运动的一致性。

此外，导向元件的作用还决定于弹丸的结构和类型，因为许多特种作用的弹丸都具有很大的敏感度（例如爆炸弹）和很小的强度。因而不能利用导向部分对弹丸的作用来引导枪弹的运动方向。

自动武器其余各机构和整个自动机是否复杂，在很大程度上决定于输弹入膛机构的结构和型式。因此，应力求使这种机构的结构尽量简单。

输弹入膛机构的工作在很大程度上决定着整个自动机工作的可靠性和武器的射速。因此，在射速已定的条件下，应该使此机构的结构简单而又能保证动作可靠。

根据枪弹运动的特点，输弹入膛机构可分为直接供弹和双层供弹两种机构。

在第一种情况下（直接供弹），枪弹朝着枪膛轴线的方向向前运动而进入弹膛。在第二种情况下（双层供弹），枪弹先向后运动，然后再朝着枪膛轴线运动，最后向前进入弹膛。

直接供弹比双层供弹简单得多。通常在采用弹匣和可以向前推出枪弹或从侧面拨出枪弹的弹链（开口弹链）时，都可以实现直接供弹。

直接供弹时，在枪机或供弹器的复进过程中，即可把枪弹从受弹器送入弹膛（把枪弹从弹链上或弹匣内推出，使其接近枪膛轴线，然后推入弹膛）。

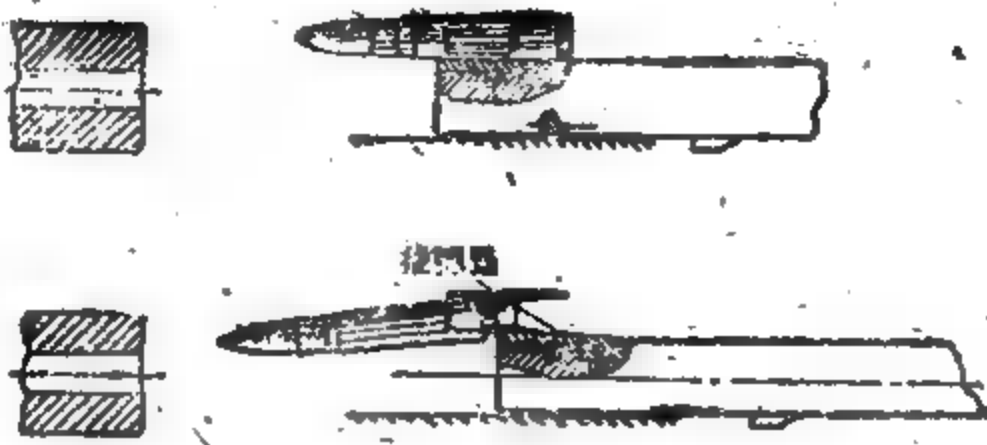


图321 推弹器工作图。

直接供弹机构的工作可靠性，多半决定于推弹时枪机或供弹器扣住枪弹的可靠程度和受弹器内的枪弹接近枪膛轴线的程度。

为了保证枪机或供弹器能可靠地扣住枪弹，在枪机或供弹器上有时安装有推弹器（图321）。当枪机或供弹器向后运动时，推弹器被压平，而不致阻碍枪弹进入受弹器；当枪机或供弹器向前运动时，推弹器在专用弹簧的作用下升起，并在推弹入膛时可靠地扣住枪弹。

无论弹链供弹或弹匣供弹都可采用这样的构造。

采用弹链供弹时，有时也利用安装在受弹器盖上的压弹板来帮助枪机在推弹入膛时可靠地扣住枪弹（图322）：当枪机后退时，此压弹板使受弹器内最前面的一发枪弹接近枪膛轴线，使枪机在推弹时能够可靠地扣住枪弹。

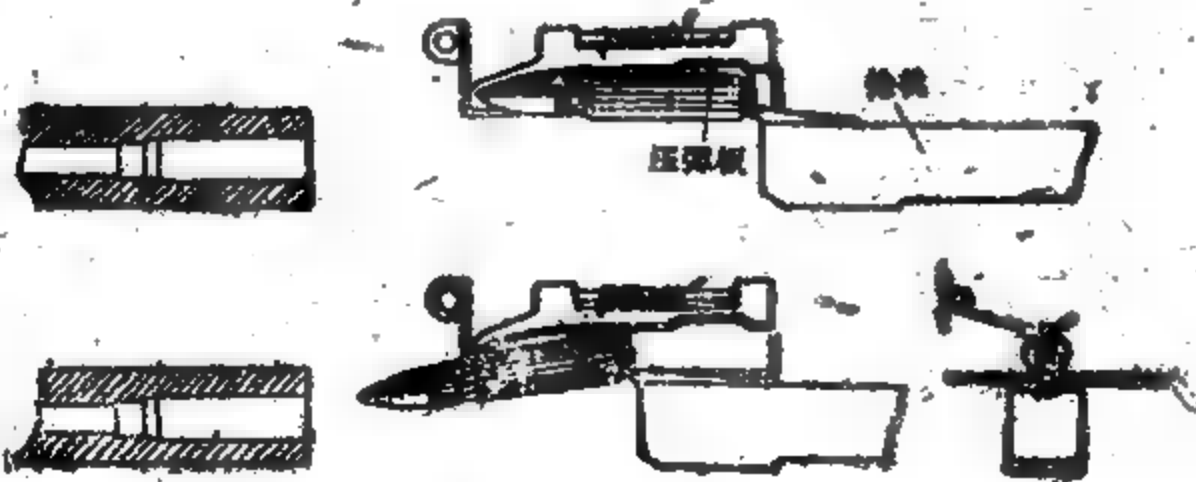


图322 压弹板工作图。

在直接供弹的机构中，通常用枪机往弹膛内推弹。但在某些自动武器中则不可能利用枪机来完成这项任务。在这种情况下，就必须利用专用的供弹器。

1903年式马德森轻机枪中的输弹入膛机构即是一例。在这种机枪中，枪膛的开启是由枪机绕垂直于枪膛轴线的轴迴转而产生的（图 323）。

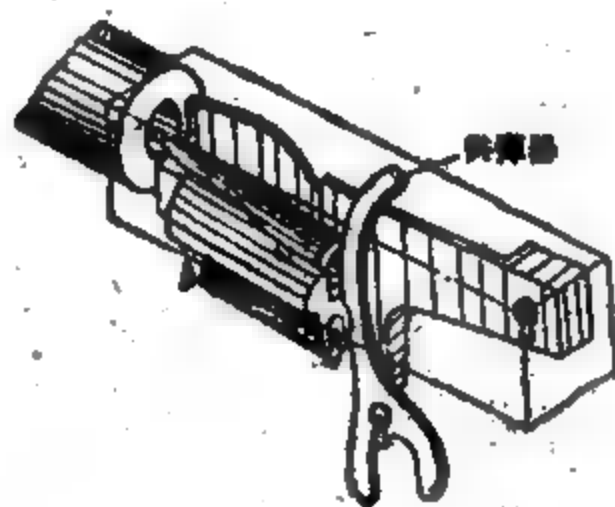


图323 马德森机枪的输弹入膛机构。

一般地说，这种输弹入膛机构比用枪机推弹入膛的机构要复杂一些。但是用供弹器供弹时，自动机活动部分的质量可以大为减小，因而可以提高大口徑自动武器和高射速自动武器中自动机零件的寿命。

上面所举的例子是最简单的直接供弹机构。在某些情况下，为了实现对武器的某些特殊要求，这种机构可能变得复杂一些。

双展供弹机构与直接供弹机构不同，在枪机后座时，由弹膛上抽出枪弹，枪机复进时，再将枪弹送入弹膛。使枪弹接近枪膛轴线的运动，可以在枪机复进或枪机后座时进行。这种机构的基本主动构件一般都是枪机。因为输弹入膛机构的大部分工作（从弹膛上抽出枪弹）都在枪机后座时进行，而此后座运动的性质可能因自动机的型式不同而各异。因此，首先应该根据自动机的型式来区分输弹入膛机构。

在导气式自动武器中，枪机在开始后座时的加速度很大。因为枪机的运动通常是受枪机框的撞击后发生的。这种情况在射速很高和枪机的重量相当大（与枪机框的重量相比较）时，就会给输弹入膛机构造成不利的工作条件，并且可能引起枪弹的破坏（弹丸从弹壳内脱出）。

在短后座式自动武器中，枪机在开始后座时的加速度一般都较小。因为在这种自动武器中，枪机首先和枪管一起在火

药气体压力作用下运动，然后在加速机作用下运动。在这种情况下，可以使输弹入膛机构得到较好的工作条件（特别是当加速机的工作无撞击时为然）。当加速机通过连杆曲柄机构与枪机连接时，如1910年式马克沁机枪那样，输弹入膛机构的工作条件是最有利的。

根据结构特征，双联供弹机构可分为下列各组：带滑动机头的、杠杆式的、楔体式的、压弹挺式的、螺旋式的和混合式的。

带滑动机头的输弹机构的构造和工作略图示于图324。在此机构中，在枪机的前部装有一个活动机头，此机头可以在垂直方向上对枪机作相对移动。在机头的前端作有抓壳钩，用以扣住弹壳底缘。枪弹向枪膛轴线的移动是靠机头对枪机的相对滑动来实现的。机头的这个相对滑动，则靠机头两侧的特殊楔角在机匣上的导槽或定向板的引导作用获得。

1910年式马克沁机枪上的输弹入膛机构就是这种机构的一例。这种机构的优点是在供弹时能将枪弹很好的固定，能可靠地扣住枪弹底缘，并且可以用此机构进行抽壳和抛壳。

这种机构的缺点是结构复杂和外廓尺寸大。

杠杆式输弹机构的构造和工作略图示于图325。在这种机构中，用一个装在轴上的杠杆代替滑动的机头。在枪机运动时，由

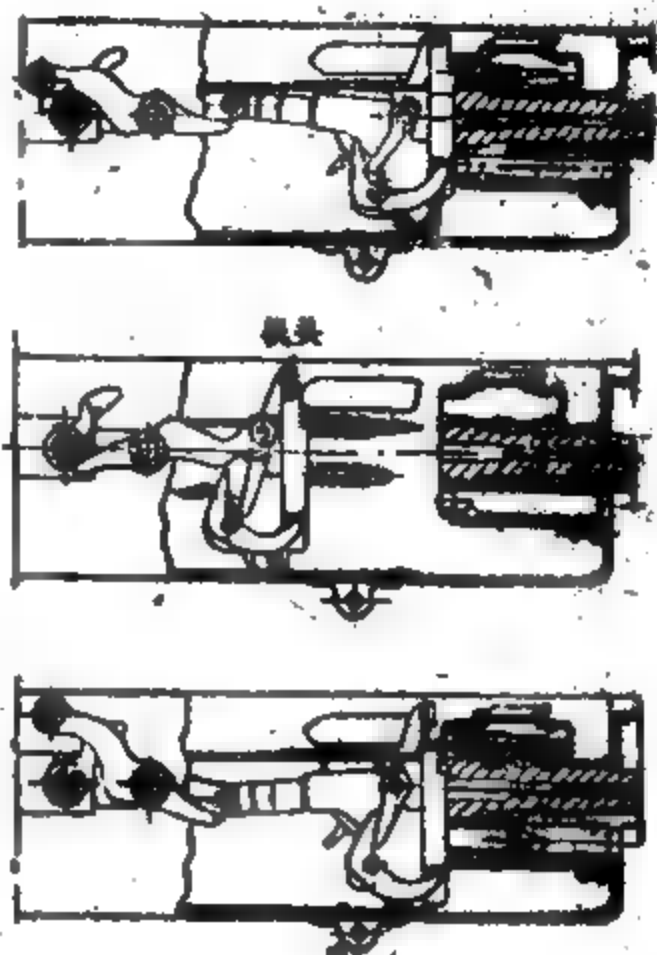


图324 马克沁机枪的输弹入膛机构。

于杠杆上的突起和机匣上的导槽或定向板的相互作用，使杠杆转动。杠杆前部有一抓弹钩扣住枪弹底缘，在枪机后座时，将枪弹底缘部分压入枪机前部的垂直槽内。

杠杆式输弹机构的优点与带有滑动机头的输弹机构的优点相同，但是

它的结构却比较简单，而且外形尺寸也较小。1919年式勃朗宁重机枪的输弹入膛机构就是一个例子。

楔体式输弹机构的构造和工作略图示于图 326。在这种机构中，弹壳底缘扣在枪机前端的垂直槽内，通过弹壳底缘与楔体的直接作用，枪弹沿此垂直槽向枪膛轴线移动。

为了使弹壳底缘卡入枪机前端的垂直槽内，有时候装上一个弹簧卡笋。当枪机复进到前方位置时，此卡笋即抓住弹壳底缘，并使枪弹向枪膛轴线移动。

这种输弹入膛机构比前面所研究的几种机构都要简单一些，并且外形尺寸也不大。但是，在这种机构中必须另外设置退壳装

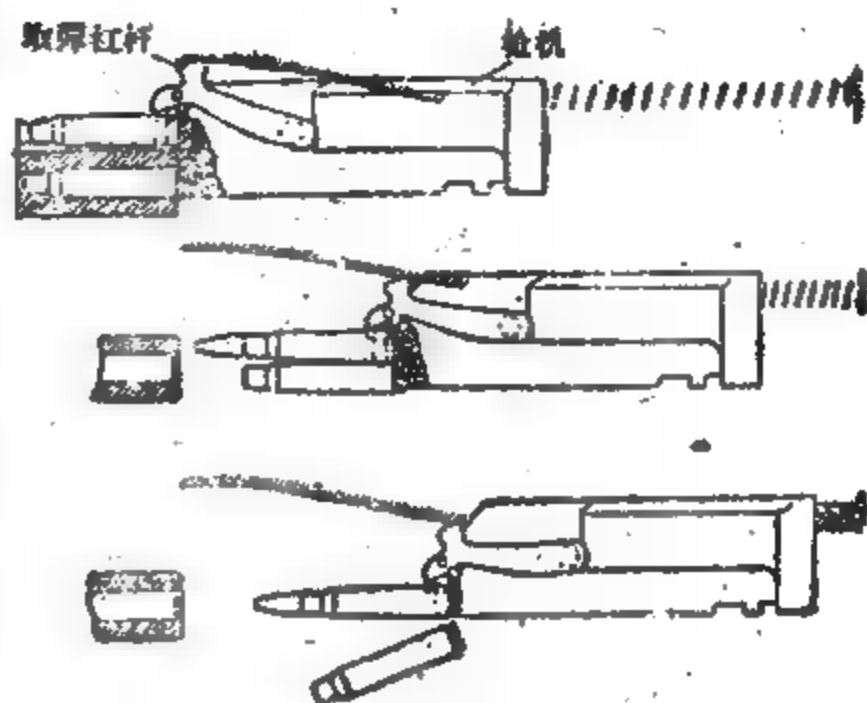


图325 勃朗宁重机枪上的杠杆式输弹入膛机构略图。

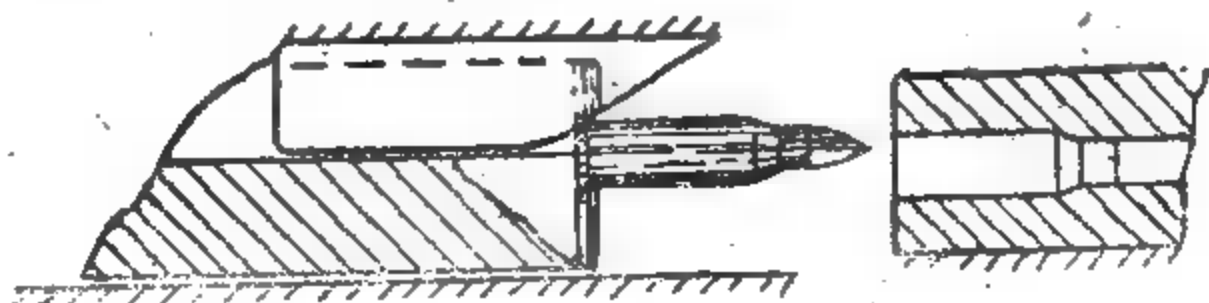


图326 楔体式输弹入膛机构图。

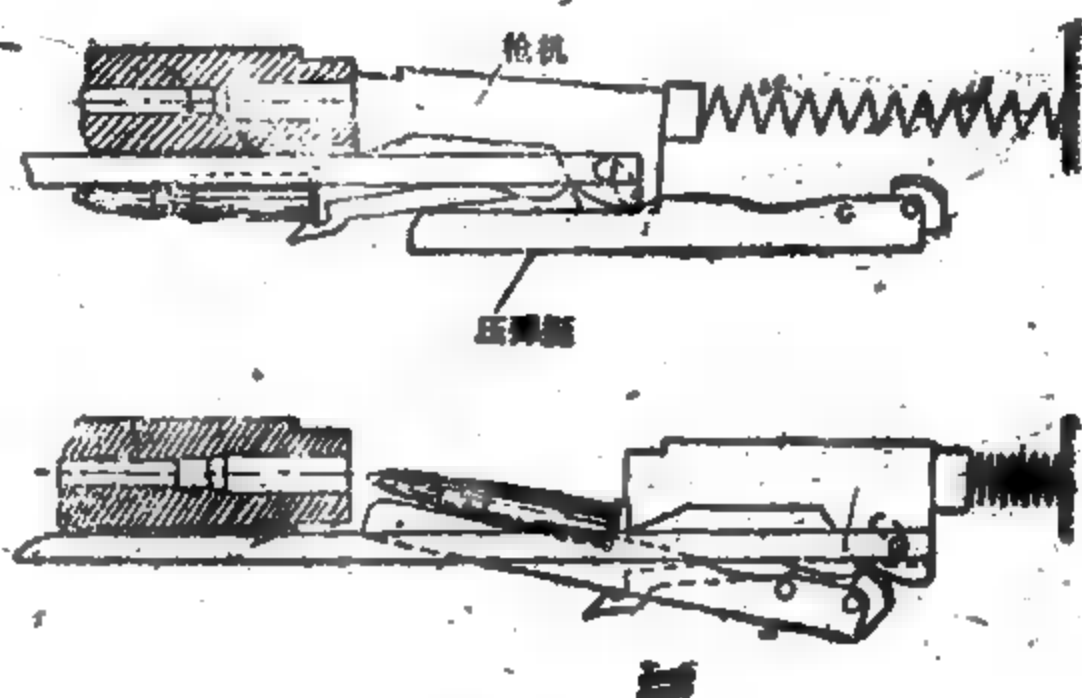


图327 压弹挺式输弹入膛机构的工作略图。

臂，因而使结构复杂化。

压弹挺式输弹入膛机构的构造和工作略图示于图 327。在这种机构中，在枪机上通常有一个带有取弹钩的特殊零件，用以从弹链内抽出枪弹。在这种机构中，利用压弹挺使枪弹接近枪膛轴綫，并将其导向弹膛。压弹挺是一个用轴装置在机框固定部分上的杠杆，它与自动机活动部分有运动联系。在枪机后退时，压弹挺转动，将枪弹导向枪膛。推弹入膛是利用枪机进行的。当枪机复进时便将压弹挺压回原位。

这种输弹机构的特点是结构简单，但必须有专用的抽壳和退壳装置。所以总起来说，其结构并未比以前所研究的机构简化。可儿特机枪的输弹入膛机构便是一例。

螺旋式输弹入膛机构的构造和工作略图示于图 297。在这种机构中，当枪弹由弹链上抽出时，枪弹即沿螺旋綫向后移动，枪弹的运动靠弹壳底緣在螺旋槽内导向。输弹时，枪弹随轉鼓一起转动。轉鼓是利用自动机活动部分的动能而轉动的。在此机构中可利用压弹挺使枪弹接近枪膛轴綫，推弹入膛则是利用枪机，如

同直接供弹一样。

这种供弹机构的结构复杂，并需要特殊的装置进行抽壳和抛壳。它主要的优点是枪机往复运动一次时，枪弹仅沿蜗旋线移动很小一段距离，因此，枪弹由弹链内抽出和被送到待推入膛位置的全部运动，要在几次连续发射中完成。这就能减小枪弹的速度和加速度，从而也就减小了惯性力，消除了枪弹产生脱弹现象的可能性，提高了自动机工作的可靠性，因而造成了提高射击频率的可能性。航空速射机枪 MKAAC 的输弹机构便是一例。

这种机构属输弹机构实质上是综合式的。因为在这种输弹机构中，枪弹沿蜗旋线向后移动，而枪弹移向枪膛轴线的运动则利用压弹杆的作用来完成。

还有这样一种输弹入膛机构，它是楔体式和压弹挺式输弹机构的组合。CF-43 式重机枪的输弹机构便是一例。它的工作原理图示于图 328。

设计输弹入膛机构时，应特别注意研究枪弹的运动：以便消除输弹入膛时发生卡弹的原因。这时，要很仔细地研究枪弹在武器中的整个运动轨迹，从结构上保证枪弹只能沿一定的螺旋运动；

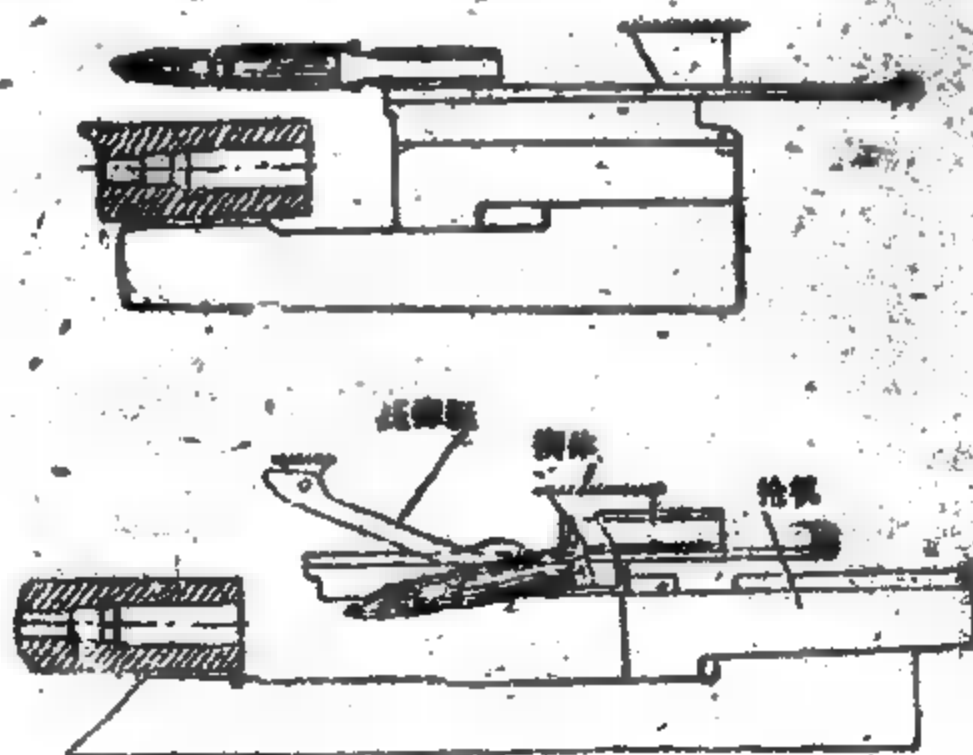


图328 CF-13式重机枪的输弹入膛机构的工作略图。

完全消除枪弹脱离规定路线的可能。为此，需绘出枪弹运动面的纵向和横向剖面图，并在枪弹运动的各个瞬间，绘出枪弹位置的断面图。这些图都要用放大的比例尺绘制，并且应该表示出输弹机构的详细工作情况。在对输弹入膛机构作几何分析的同时，还要按前面所讲的方法，对它进行动力学分析。进行动力学分析时，应该特别仔细地检查枪弹的最大加速度，并估计其数值（从保证枪弹强度的观点出发），因为当枪弹在输弹过程中向后作急剧运动时，可能发生脱弹现象（即弹丸从弹壳内脱出）。这往往会引起较长时间的射击停顿。

对于机构的结构应特别注意消除或最大限度地减小作用在枪弹上的弯曲力矩。

对于使用特种弹丸（尤其是使用爆炸弹丸）的枪弹，应该绝对避免弹丸受到撞击。在这种情况下，用弹丸来导引枪弹的运动方向是不好的。

输弹时容许的枪弹加速度，可用专门实验来确定。实验中，用一个模型来表示枪弹以各种不同加速度在武器中运动的情况。必须指出，对于结构不同的输弹入膛机构，容许的最大枪弹加速度是不同的，因为直接作用在弹丸上的惯性力在很大程度上决定于输弹机构中各构件的弹性及其质量分布情况。在某些情况下，必须分析输弹机构中各零件的结构形状，以获得最好的动力条件，例如，在楔体式输弹机构中（图 326），楔体工作表面的斜度可以做成变化的，使它与枪机的运动协调起来。

设计输弹入膛机构时，还要特别注意推弹时扣住枪弹的零件的结构。

在双层供弹时，必须合理地设计从弹链内抽取枪弹的零件，使之能可靠而迅速地抓住下一发枪弹的底缘，并且不会对枪弹产生很大的作用力。同时，枪弹应牢实地放在受弹器内，并有可靠的支承，以保证弹壳或弹丸不致产生残余变形。直接供弹时，所设计的推弹零件应该能够可靠地扣住弹壳底缘，使弹底缘不致从



图329 推弹略图。

此零件上滑脱。在这种情况下，为了可靠地推弹，必须很好的安排枪弹的位置，以便在开始推弹时不致产生使枪弹转动的力矩。从推弹零件作用在枪弹上的力的作用线应该大致通过枪弹的重心（图329）。

§7 退壳机构

1 退壳机构的主要类型

退壳过程是在发射后自动机工作周期中的某一段时间内将弹壳从弹膛中抽出，然后将它抛出于武器之外。在自动武器中，这些动作都是自动进行的。

退壳机构通常是在非常不利的条件下工作的。因为机构中主要零件所受到的作用力很大，而又不稳定，并且还要受到撞击负荷的作用。

因此，在设计退壳机构时，必须特别注意机构中零件的强度，特别是直接进行抽壳的零件（抓壳钩）的强度。此外，还必须采取各种措施以保证机构的工作可靠。在这种情况下，保证动作可靠性，具有特别重大的意义。因为要排除退壳机构所引起的故障，常常要耗费很多的时间，这就显著地降低了武器的战斗性能。

退壳机构的构造和动作原理，在很大程度上取决于输弹入膛机构的构造和动作原理。

在直接供弹（即用枪机直接推弹入膛）时，抽壳机构的结构



图330 抽壳略图。

可以如图330所示。在这种情况下，机构的基本主动构件是枪机，在枪机上装有抓壳钩，能在发射后将弹壳从弹膛中抽出。为了使抓壳钩能抓住弹壳，抓壳钩上都做有一个钩爪。抓壳钩能对枪机作相对运动，以便在推弹入膛以后，当枪机退前方位时，钩爪能跳过弹壳底缘。为了保证抓壳钩的钩爪能可靠地抓住弹壳底缘，抓壳钩上应装置一个弹性零件或使抓壳钩上某一部分富有弹性。

这种抽壳机构在各式自动武器中用的很多。这种机构的工作可靠性，在很大程度上取决于抓壳钩的构造。采用这种抽壳机构时，枪机的前部通常都做有容纳弹壳底部的弹底巢，或者做几个卡住弹壳底缘的凸起部。弹底巢的边缘可以制成一个整圆，或做成一段圆弧，为了更好地卡住弹壳，常把弹底巢的边缘做成锯齿形（图331）。

有时候可将枪机的前端面制成平面，仅用抓壳钩卡住弹壳。

适用于上述抽壳方式的抛壳机构，通常有两种类型。其区别在于机构中主要零件（退壳挺）对弹壳作用的特点不同。

退壳挺作用于弹壳底的机构属于第一种类型的抛壳机构。退壳挺作用于弹壳体的机构属于第二种类型的抛壳机构。

这两种机构的示意图分别如图332和333所示。

第一种类型的抛壳机构在武器中应用最广，因为它所占位置一般的都比较小，构造也比较简单。

由于第一种抛壳机构具有上述优点，故第三种抛壳机构在武器中就很少应用，但是这种机构可以保证退壳挺具有非常有利的工作条件。

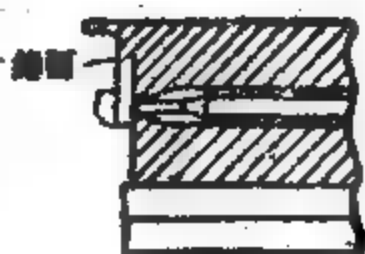


图331 枪机上弹底缘边缘的捕捉。



图332 退壳挺对弹壳底部的作用图。

如果不是用枪机推弹入膛，而是利用专门的供弹器或是用手（在非自动武器中）装弹，则抛壳机构的构造将完全是另一回事，其型式与火炮中的退壳机构相同。

在双层供弹时（采用带有滑动机头的输弹机构，楔体式输弹机构或杠杆式输弹机构输弹入膛时），退壳机构的工作情形将如图324、325和326所示。

在这些机构中，在输弹入膛时，被机头或枪机上的钩齿所扣住的弹壳底缘应始终卡在钩齿内，直到将弹壳抛出武器之时为止。机头或枪机上的这种钩齿一般都起抓壳钩的作用。

推弹入膛或退壳时，枪弹在枪机上的固定是利用专门的卡笋（例如1910年式马克沁机枪机头内的上卡笋和下卡笋）来完成的。

在图324、325和326所示的机构中，抽壳方法都各有其特点。

在带有滑动机头的机构中，退壳动作是这样进行的：从弹膛

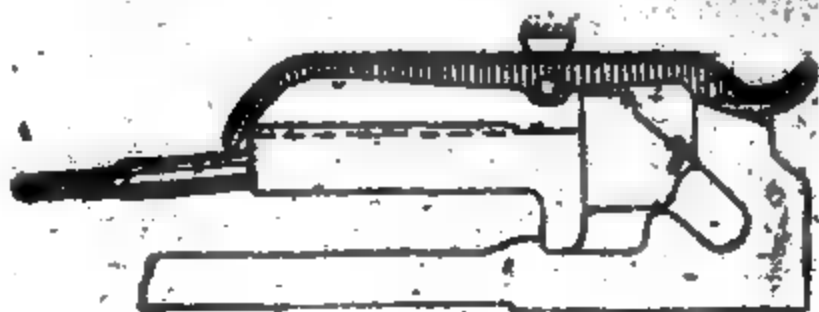


图333 退壳挺对弹壳体的作用图。

中抽出的彈壳，在推送下一發槍彈進入彈膛時被送入專門的退壳管中（馬克沁機槍）；或被送到機匣下面（維克斯機槍），待機頭上升去抓住次一發槍彈時，彈壳就留在退壳管內（馬克沁機槍）或從武器中排出（維克斯機槍）。在杠杆式輸彈入膛機構中，彈壳底緣通常也扣在槍機的鈎齒內，直到彈壳被拋出武器之外為止。

在這種機構中，是利用杠杆上的專門零件或待送入膛的槍彈的作用，使從彈膛內抽出的彈壳順着槍機上的鈎齒向下移動，直至將彈壳拋出武器之外為止。槍彈對彈壳的這種作用，是在它向槍膛軸線移動時發生的。這種結構會採用在勃朗寧重機槍中。

上面這種退壳方法是一種最簡單的退壳方法。但它需要有退出最后一顆彈壳的特殊裝置。在勃朗寧重機槍中，把一個輔助杠杆用作這種裝置。

如果輸彈入膛是利用楔体式輸彈機構完成的，則也將和前面的情況一樣，彈壳底緣在輸彈時通常都扣在槍機上的鈎齒內，直到彈壳從武器中拋出時為止。下一發槍彈在楔體作用下向槍膛軸線移動時，作用於彈壳，使之排除於武器之外。

在這種情況下，也和杠杆式機構一樣，要有專門裝置將最后一顆彈壳從武器中排出。

由上面這些機構中可以看到，實質上它們並沒有專門的退壳裝置，輸彈入膛機構同時也就是退壳機構。這種組合是有利的，因為它能使整個自動武器的結構簡化。

此外，在上面這些機構中，退壳時的運動都很平滑而沒有撞擊，這更能使機構的工作可靠。這種機構能保證可靠地抓住彈壳底緣，而且槍機上的鈎齒也不容易損壞。但在直接供彈時，用以抽壳的抓壳鈎上的鈎爪常常容易損壞，而沒有足夠的壽命。

如果輸彈入膛是利用壓彈挺式、螺旋式或混合式輸彈機構，則退壳機構可能完全不同。

在研究退壳機構時，還必須注意某些武器內用以在抽壳時使彈壳預先移動的機構和裝置。在抽壳過緊（即在開始抽彈壳時需

要很大的作用力) 时, 就需要这种机构和装置。这种机构通常不設专门的零件, 而只是利用开锁机构的零件来完成这种作用。

在采用枪机回轉閉鎖机构时, 使彈壳在抽壳之先預先移动的装置最为简单。在这种情况下, 可利用枪机閉鎖突起的螺旋面来使彈壳移动。当枪机回轉以开锁枪膛时, 此螺旋面迫使枪机向后, 稍許离开枪管, 因而使彈壳得到預先的移动。

2 抓壳鈎

我們討論一下抓壳鈎的基本結構。

上面已經指出, 在直接供彈或双层供彈时 (直接用枪机輸彈入膛和用压彈挺式輸彈机构、螺旋輸彈机构或混合式輸彈机构輸彈入膛时), 抓壳鈎的結構主要决定于枪机閉鎖机构的构造、工作特点和枪机的构造。

設計新式武器时, 在确定了枪机的結構之后, 抓壳鈎的結構通常是根據它在枪机中的安裝条件来选择的。因此必須特別注意使抓壳鈎的尺寸不要太大, 而且应当便于裝在枪机之內。但是抓壳鈎在工作时受到很大的載荷, 并且在武器的重新裝填系統中, 抓壳鈎的作用又很重要, 因此, 减小抓壳鈎的尺寸應該与保證其强度和保證在抽壳时能可靠地扣住彈壳的要求很好地結合起来。

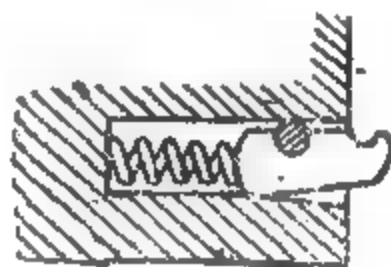


图334 支承在軸上的抓壳鈎。

按照抓壳鈎对枪机的相对运动的特性, 可将抓壳鈎分为旋轉运动的和平移运动的两种。

旋轉运动的抓壳鈎, 又可依据抽壳时抓壳鈎在枪机上的支承情况而分为两种: 用軸支承的 (图 334) 和用专门平面支承的 (图 335)。

支承在軸上的抓壳鈎的結構最简单, 但在抽壳时, 軸上承受的載荷很大, 要求它有足够的强度。为了提高零件的强度, 所以



图335 有支承平面的抓壳钩。

采用支承在专门平面上的旋转抓壳钩。抓壳钩的旋转轴或其支承面最好是离枪膛轴线近一些，这样就能保证抓壳钩在从弹膛中抽出弹壳时能可靠地扣住弹壳。在抓壳钩上常装置片簧或螺旋弹簧，有时候就把抓壳钩本身做成有弹性的。

在各种不同情况下，采用何种类型的抓壳钩比较合理，这决定于枪机的构造特点和经济上的理由。

平移运动的抓壳钩，根据它对枪机相对运动的特点，可分为直的和倾斜的两种。在前一种情况下，抓壳钩的运动方向垂直于枪膛轴线（图336）。在后一种情况下，其运动方向则与枪膛轴线成某一倾斜角度（图337）。

这两种抓壳钩的工作原理是相同的。使抓壳钩的运动方向与枪膛轴线成某一倾斜角度的目的，是为了抓壳时便于挤开抓壳钩，而使其跳过弹壳底缘，在抽壳时又能可靠地扣住弹壳。

在这一点上，使抓壳钩沿斜面移动，与使旋转运动的抓壳钩的旋转轴移近枪膛轴线的效果是一样的，都是为了能可靠地抓住弹壳底缘，而在抽壳时，又能将弹壳扣牢。

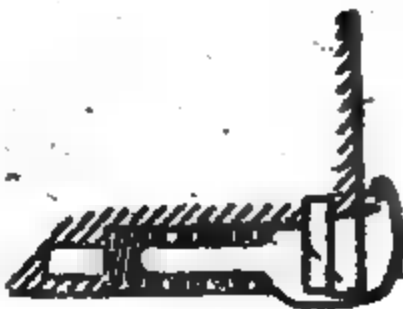


图336 垂直于枪膛轴线移动的抓壳钩。



图337 倾斜于枪膛轴线移动的抓壳钩。

对于平移运动的抓壳钩，常采用片簧和螺旋弹簧。

在武器中采用那一种型式的平移运动的抓壳钩比较合理，也和判断如何选择旋转运动的抓壳钩一样，决定于抓壳钩在枪机上的安装条件和经济上的理由。

钩爪是各种抓壳钩上最重要的组成部分，因为在抽壳时，抓壳钩是利用钩爪扣住弹壳的。

抓壳钩钩爪的形状和尺寸决定于许多因素，这些因素主要的并不取决于抓壳钩的结构和型式，而取决于弹壳的结构和从武器中排出弹壳的方法。

抓壳钩的钩爪在抽壳和抛壳时，都受到巨大载荷的作用。因此，为了保证钩爪的强度，其尺寸最好尽可能做大一些。但是增加抓壳钩钩爪的厚度通常会受到枪管上抓壳钩槽的尺寸的限制。当枪机到达前方位置时，抓壳钩即进入此槽内。抓壳钩的形状决定于抛壳的条件。为了抽出具有突出底缘而底部又薄的弹壳，有时不可能在枪管上做出足够深的凹槽，以便在枪机到达前方位置时，容纳抓壳钩的钩爪。在这种情况下，常在枪管上做一个斜面，当枪机到达前方位置时，此斜面将把抓壳钩推开，这样，即使不能在枪管上作出大的凹槽，也可以保证增加抓壳钩的尺寸。

抓壳钩的宽度应能保证抛壳时弹壳的自由转动（图338）。

通常抓壳钩的宽度在机枪、冲锋枪和步枪中为弹壳底缘直径的50~60%，在手枪中为弹壳底缘直径的25~50%。

枪机和机头上用作抓壳钩的固定钩齿的尺寸，可以比抓壳钩

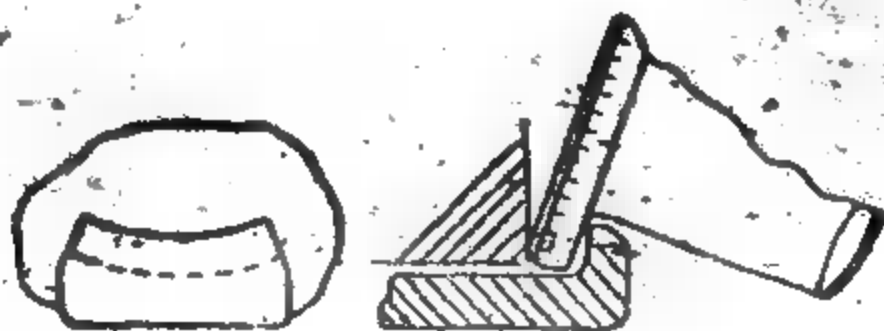


图338 抓壳略图。

爪的尺寸大得多。因为它们仅受到枪管上容纳这些钩齿的切口的尺寸的限制。

3 抽壳力的确定

无论在确定自动机活动部分的运动诸元或计算抓壳钩的强度时，都必须知道抽壳力。然而，由于影响抽壳力的因素很多（膛内火药气体压力及其变化规律，枪管和弹壳的尺寸及材料，枪管和弹壳的受热程度，弹壳和弹膛工作表面的状况等等），因而从理论上确定抽壳力是非常困难的。由于在理论上计算抽壳力时，很难计算各种因素的影响，所以，必须在计算时采取一系列重要的假设。因而这种计算是非常近似的和概略的。

下面引述 B. C. 普罗托巴波夫提出的抽壳力的近似算法。

假设弹壳为圆柱形，其壁厚不变（图339）。

在膛内还有火药气体压力时，抽壳力的大小将为：

$$\Phi_0 = F - P,$$

式中 F ——弹壳和弹膛壁之间的摩擦力；

P ——作用于弹壳底上的火药气体压力。

力 F 和 P 可以表示如下：

$$F = f p_1 \pi d l;$$

$$P = \pi \frac{d_1^2}{4} p,$$

式中 f ——摩擦系数；

p_1 ——弹壳和弹膛壁间的压力；

d ——弹壳的外径；

l ——弹壳位于弹膛中的长度；

d_1 ——弹壳底部的内径；

p ——弹壳内的火药气体压力。

将 P 和 F 的表达式代入上式后，得

$$\Phi_0 = \pi \left(f p_1 l d - p \frac{d_1^2}{4} \right).$$

在此式中，除 p_1 以外，其余各值均为已知的。

为了求出 p_1 的值，取半个弹壳横断面来加以研究（图340）。

在弹膛内，弹壳的这半个横断面在各种力的作用下应当处于静力平衡状态。

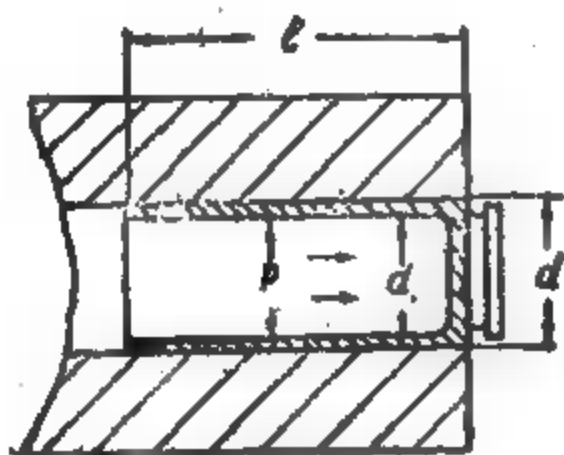


图339 计算抽壳力的略图。

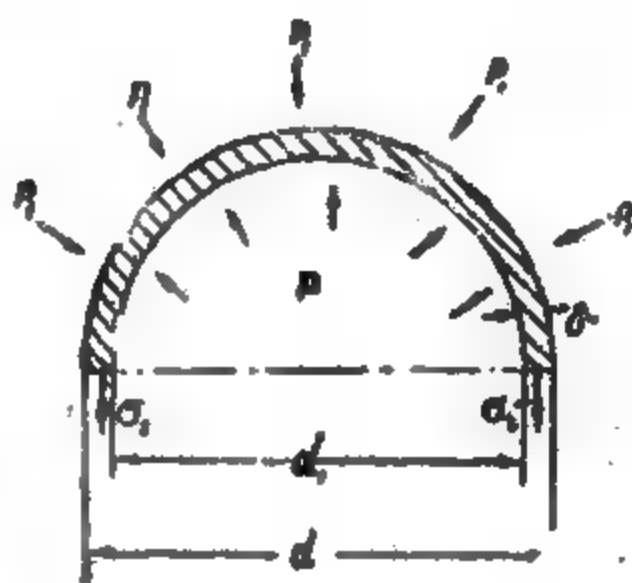


图340 弹壳横断面的半环。

这个平衡条件可以写为下列形式：

$$p_1 d = p d_1 - 2 \delta \sigma_t$$

式中 δ ——弹壳的壁厚；

σ_t ——弹壳内的切向应力。

由上式可得

$$p_1 = p \frac{d_1}{d} - 2 \sigma_t \frac{\delta}{d}$$

将 p_1 的值代入 Φ_0 的公式中，得：

$$\Phi_0 = \pi \left[l (p d_1 - 2 \sigma_t \delta) - p \frac{d_1^2}{4} \right]$$

切向应力 σ_t 可以写为：

$$\sigma_t = -E_r \Delta$$

式中 E_r ——弹壳材料的弹性系数；

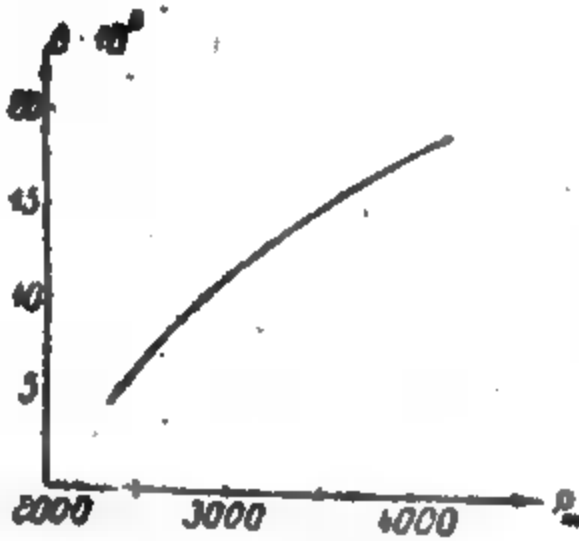
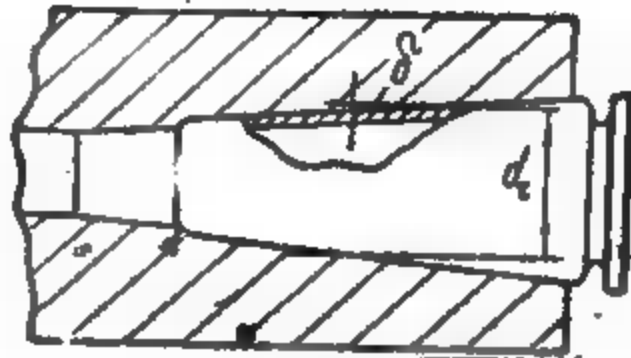
Δ ——弹壳与弹膛壁间的相对紧缩量。

考虑到上式的关系，可得

$$\Phi_0 = \pi \left[l (p d_1 + 2 E_r \Delta \delta) - \frac{1}{4} p d_1^2 \right]$$

在膛内火药气体压力减退以后，可取 $p = 0$ 。

在这种条件下，

图341 确定 Δ 的计算图表。图342 d_{cp} 和 δ 平均值的决定。

$$\Phi_0 = 2\pi R_p \delta \Delta_0$$

除相对紧缩量 Δ 以外，此公式中其他各值都为已知。

但 Δ 值主要决定于弹壳的材料和火药气体的最大压力 p_m 。

图341所示是黄铜弹壳 $\Delta = f(p_m)$ 的关系曲线。

虽然上面这些都是对圆柱形弹壳讲的，但在某些假设的条件下也可适用于锥形弹壳。对于锥形弹壳，我们只计算弹壳的瓶状部分，并且把它当作一个具有平均直径和平均壁厚的圆柱形弹壳（图342）来考虑。

在计算相对紧缩量随抽壳程度而减少的情况时，应当计算瓶状部分的锥度：

$$\Delta_x = \Delta - \frac{2x \operatorname{tg} \alpha}{d_{cp}},$$

或者取 $\operatorname{tg} \alpha \approx \alpha$ ，得

$$\Delta_x = \Delta - \frac{2\alpha}{d_{cp}} x,$$

式中 Δ —— 最初的相对紧缩量；

Δ_x —— 弹壳被抽出 x 长度后的紧缩量；

x —— 弹壳底缘的位移；

d_{cp} —— 弹壳瓶状部分的平均外径；

α —— 瓶状部分圆锥体母线对弹壳轴线的倾斜角。

将 Δ 代入 Φ_0 的公式中以替代 Δ , 得

$$\Phi_0 = \pi \left\{ \frac{1}{2} \left[p d_1 + 2 E_r \delta \left(\Delta - \frac{2\alpha}{d_{cp}} x \right) \right] - \frac{1}{4} d_1^2 p \right\},$$

当 $p = 0$ 时,

$$\Phi_0 = 2\pi E_r \delta \left(\Delta - \frac{2\alpha}{d_{cp}} x \right).$$

由此可以看出, 抽壳力是弹壳底部位移的线性函数(图343)。

抽壳所需的能量可根据下列公式求得:

$$A_0 = \frac{\Phi_{0\max} x_0}{2},$$

式中 $\Phi_{0\max}$ ——抽壳力的最大值 ($x_0 = 0$ 时);

x_0 ——在有抽壳力作用的时间內弹壳底部的位移。

令 $x_0 = 0$, 即可由 Φ_0 的表达式求出 x_0 值。

膛内没有火药气体压力时

$$x_0 = \frac{\Delta d_{cp}}{2\alpha}.$$

例如, 当 $\Delta = 1.2 \cdot 10^{-4}$; $d_{cp} = 1$ 厘米;

$\alpha = 1^\circ$ ($\alpha = 0.0175$) 时,

得 $x_0 = 0.0034$ 米 = 3.4 毫米。

上述抽壳力的近似计算方法, 只能用以估计和计算抽壳力对自动机工作的影响。如果需要全面地分析弹壳在发射时的情况, 则需利用关于这方面的专门文献。

退壳挺

退壳挺可以作用在弹壳体上或弹壳底上。根据这一点, 退壳挺可分为两种类型。

第一种类型退壳挺的主要实

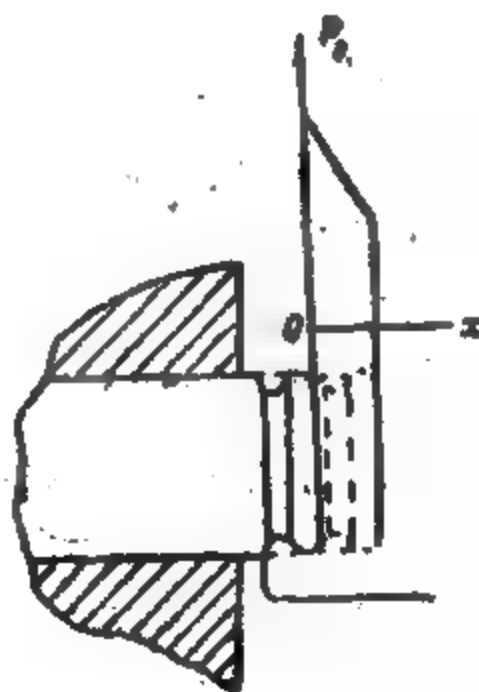


图343 Φ_0 和 x 的关系。

例在研究抽壳机构时, 已经列举过。在现代武器中, 这种退壳挺

并没有得到广泛应用。

退壳挺的结构形式是多种多样的。

在现代武器中，广泛采用的是第二种类型的退壳挺。



图344 IZH-18的硬性退壳挺。

根据其工作特性，又可分为硬性的和弹性的两种。硬性退壳挺在抛壳时与武器固定部分坚固的连接在一起，依靠硬性撞击将弹壳从武器中抛出（图344、345、346）。



图345 MG-34的硬性退壳挺。



图346 德军式的折叠式硬性退壳挺。

弹性退壳挺在抛壳时通过弹簧与武器固定部分或活动部分相联接，因而弹壳是在弹簧作用下抛出（图347、348）的，所以没有撞击。

弹性退壳挺的构造通常比硬性退壳挺稍复杂一些，但其强度较大，且工作可靠。

常见的硬性退壳挺有三种：第一种硬性退壳挺是紧紧地固定在固定部分上的退壳挺。这种退壳挺最简单，但在采用它时，必须在枪机上挖一通过退壳挺的纵槽。如果枪机的结构不允许挖此深槽的话，可将退壳挺做成折叠式的（图346）。在这种情况下，退壳挺只有在退壳时才伸近枪机轴线，平时则被枪机压开。这种退壳挺通常用一根轴固定在武器固定部分上，并装有螺旋弹簧或



图347 ДП-28的弹性退壳挺。

片状弹簧。有时把退壳挺做成一根装在枪机内的小杆，可在枪机内作一定大小的纵向位移（图345）。当枪机退到后方位置时，退壳挺碰在机枪的固定部分上，将弹壳抛出。采用哪种硬性退壳挺比较合理，要看枪机和机匣的构造而定，并只能结合具体武器进行评价。

常见的弹性退壳挺有两种，一种的弹簧装定在固定部分上（图347）；另一种的弹簧装定在活动部分上（图348）。其中第一种最好，因为它的构造简单而结实，机构的工作条件也好。在这种机构中，可以把枪机的缓冲簧用作退壳挺

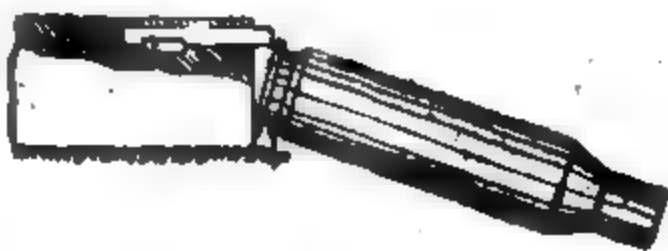


图348 ИТРЛ的弹性退壳挺。

簧。第二种退壳挺的结构一般都比较复杂，因为需要用专门的弹簧，并且在闭锁枪机时，还要压缩退壳挺簧，这就会减少活动部分在到达前方位置时的动能储备。这一点限制了这种退壳挺的应用。此外，由于不能安装刚度非常大的弹簧，使用这种退壳挺时，常感到退壳的能量不够。

在设计退壳机构时，应该校核退壳机构对弹壳和自动机活动部分的作用。

弹壳在退壳时的运动通常都很复杂。弹壳的这种运动应该有足够的能量，以便及时将弹壳从武器中抛出。弹壳的运动应该完全一定，以便把弹壳导至机匣的退壳窗，并使它在继续运动时不致妨碍射击，也不致使退出的弹壳落到自动机的活动部分上和射手的身上。

研究退壳时弹壳的运动和确定退壳对自动机工作的影响时，可以利用第四章所叙述自动武器各机件构件撞击的计算方法。因为在任何武器中退壳通常都是在很短的时间内进行，因此可以将机构的工作作为撞击来研究。

§8 击发机构

1 击发机构的主要类型

击发发射机构的用途，是当射手扣压板机时，它点燃位于弹膛内的枪弹的底火。

设计击发机构时，必须特别注意使武器在各种使用条件下都能可靠地点燃枪弹的底火。所谓可靠地点燃枪弹底火，就是应该没有不发火和打穿底火帽的情况。

击发机构的工作常与击针尖对底火的撞击有联系。击针尖的尺寸，经常受到底火尺寸和枪机上击针孔尺寸的限制。

因此在设计击发机构时，还必须特别注意保证击针尖的强度。

减少击发机构的工作时间和保证这一时间的稳定性，对于单发武器（特别是对于航空同步武器）具有很大的意义，在设计时必须注意这点。

击发机构的主要元件是击针（或击锤）、击针簧（或击锤簧）、和击针尖。击针簧（击锤簧）给击针（或击锤）以击发底火所必需的动能，击针尖直接撞击底火。

击发机构可以利用专门的击针簧来工作，也可以靠复进簧来工作，这样的复进簧称为复进一击针簧。

在利用击针簧进行工作的击发机构中，击针簧应该这样选择：一方面要能保证可靠地点燃底火，另一方面不允许打穿底火帽。因此，在利用击针簧进行工作时，击针尖露出于枪机前平面的突出量要显然比点燃底火所需的做得大一些，但又要没有打穿底火帽的危险。

利用击针簧进行工作的击发机构，根据传递能量的零件的运动特点，可以分为击针式和击锤式两种。

在击针式击发机构中（图 349, 350），这个零件作往复直线

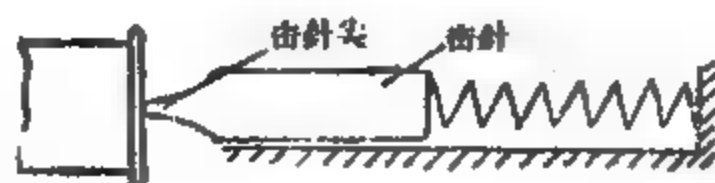


图349 击发机构图(击针尖与击针做成一体)。



图350 击发机构图(击针尖与击针分开)。

运动。在击锤式击发机构中(图 351, 352), 这个零件绕固定轴回

转。根据这种区分, 这个零件在击针式击发机构中就叫击针, 在击锤式击发机构中叫做击锤。

击锤和击针在其整个运动时间内, 可以与击针尖结为一体(图349, 351), 也可以与它分开(图350, 352)。在后一种情况下, 击锤或击针的动能都是经过对击针尖的撞击传给底火的, 这通常要求赋予击针和击锤以较大的动能, 因为一部分能量将消耗在撞击上。

采用那一种击发机构比较合理, 主要决定于其他各个机构的结构和总的配合情形, 也决定于对武器的一些特殊要求。

例如, 在手枪中采用击锤式击发机构, 在不发火或开始射击时, 都易于检查击发机构待机, 同时还可明显地显示击发机构是否已处于待发状态, 这对于保证使用武器时的安全性是很重要的。

采用击针尖分离的击针式击发机构, 如果击针的行程很长, 会因为击针的附加运动时间而使自动武器的射击频率大为降低。

利用复进击针簧进行工作的击发机构(例如在德普式轻机枪中, 图 353), 与利用专门的击针簧进行工作的击发机构根本不

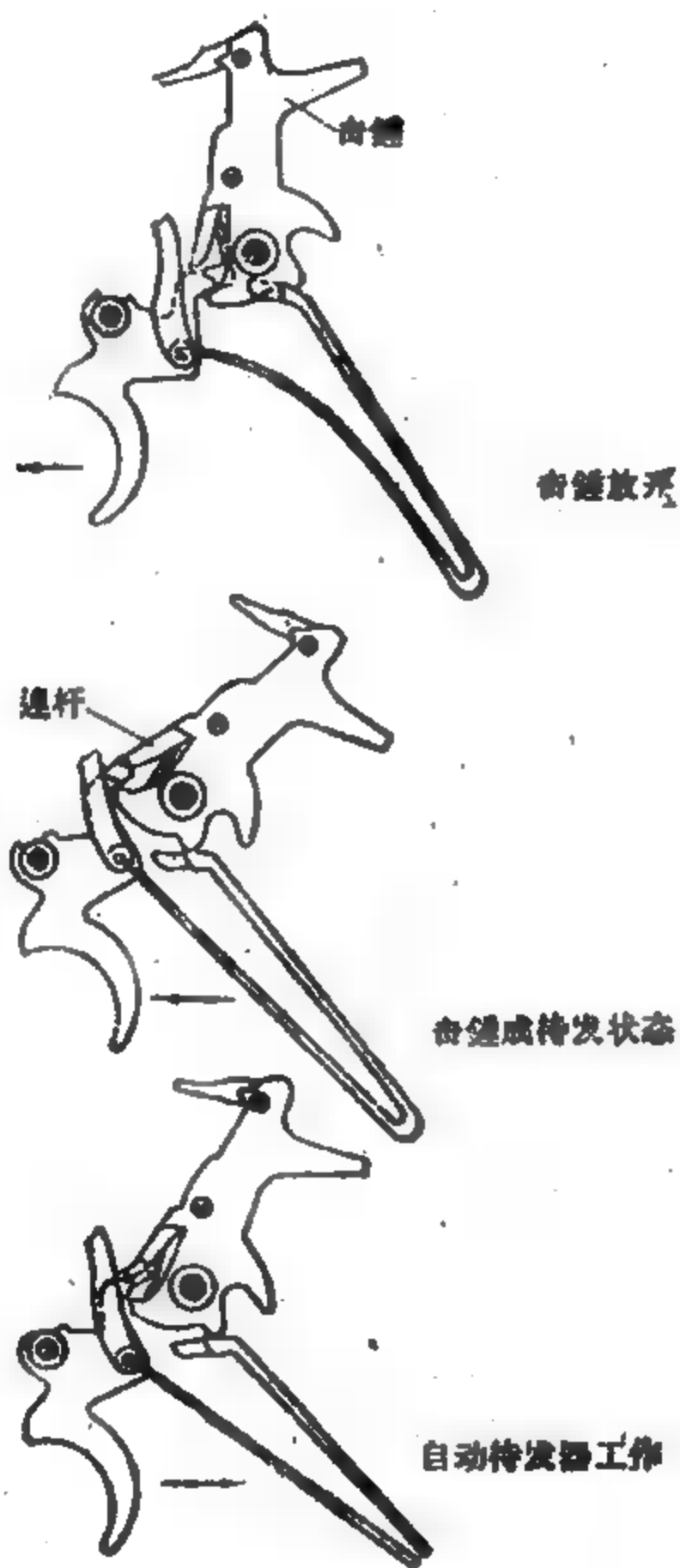


图351 納干式轉輪槍的击发机构。

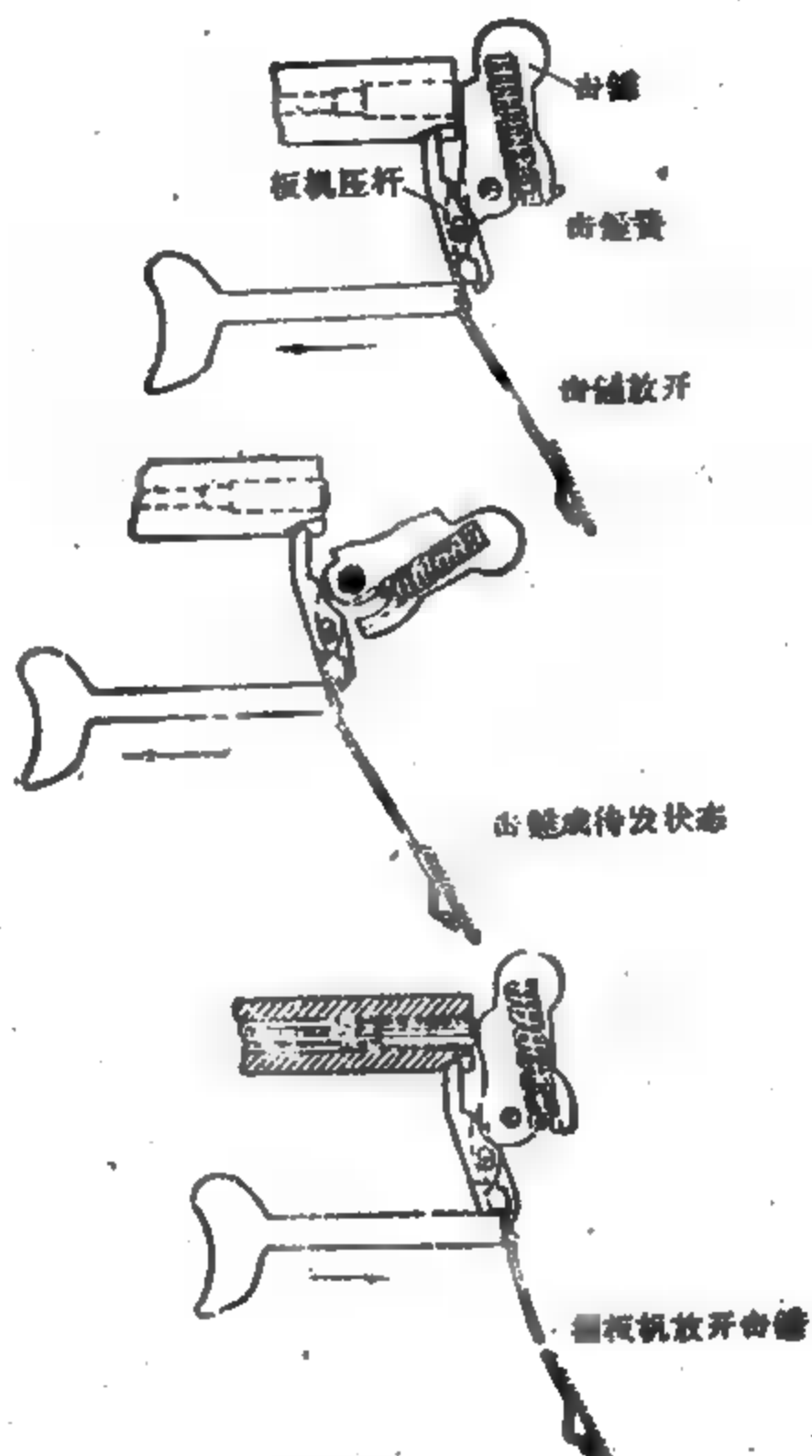


图352 TT式手枪的击发机构。

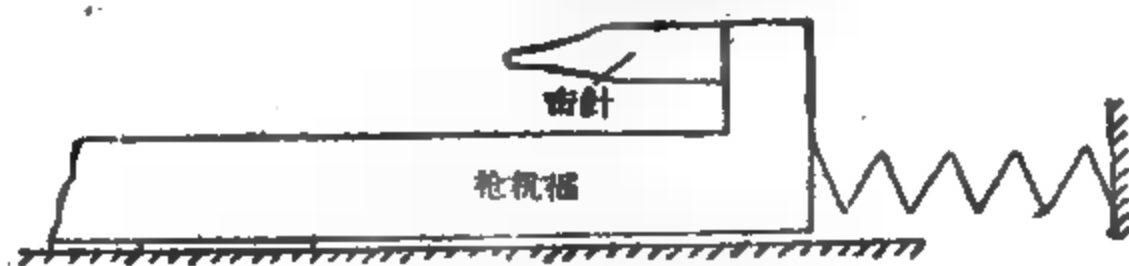


图353 德普式机枪的击发机构。

同。在利用复进簧进行工作的击发机构中，起击针或击锤作用的是枪机或枪机框。

把枪机用作击针的击发机构只用于自由枪机式或半自由枪机式自动武器中。在这种机构中，击针尖与枪机连接在一起（例如1941年式 ППШ 冲锋枪）。这种机构的结构最简单，但它们也有着严重的缺点：枪机在任何位置上击针尖都可以撞击底火，供弹和退壳的条件，因受突出的击针尖的妨碍而变坏。

利用击针簧进行工作的击发机构，按照击针待机的方法不同又可分为几种型式：在枪机复进时待机的机构，在枪机后座时待机的机构或混合式机构。

1910年式马克沁机枪的击发机构，是在枪机后座时使击针成待机的击发机构，MG-17式机枪的击发机构则是在枪机复进时使击针待机的击发机构。作用最可靠的是第一种类型的击发机构，因此它在武器中应用很广。这种机构的动作所以可靠，是由于击针乃是利用枪机的后座运动进行待机，而枪机储备的动能在后座时最大。

在非自动武器中，有时采用混合式击发机构。例如1891/80年式步枪，击针的待机是在枪机开锁时（即转动枪机体时）枪机体最后推到前方位置时分两次进行。混合式待机的击发机构有时也用在自动武器中。

在击锤式击发机构中，击锤的待机通常都在枪机后座时进行。在这种情况下，除了上面所指出的好处以外，还能保证击锤待机的过程最简单。

在某些击锤式击发机构中，在自动机工作时或扣压扳机时都可以使击锤待机。采用这种构造的目的，是为了保证第一次发射所消耗的时间最少。

上面所研究的各种击发机构的动作原理，都是利用击发机构中某一零件（击针尖）对枪弹底火的撞击作用。在航空同步机枪中，常见的发火装置则是用电流灼热金属丝来击发底火。

这种类型的装置可保证机构工作的时间极短。这对于通过飞机螺旋桨间隙的空中射击是必要的。例如，德国MG-131式航空机枪中所采用的就是这种装置。

2 击发机构的计算

计算击发机构时，必须特别注意保证击发底火的可靠性，和零件（特别是击针尖）的强度。可靠地击发底火主要决定于击针尖和与其相联的零件在撞击底火瞬间所具有的速度和动能的大小，还决定于击针尖出于枪机前平面的突出量。

为了保证可靠地击发底火，击针尖与其相联的零件在撞击底火瞬间所应具有动能值，决定于底火的质量。

对于用苏联所生产的，以雷汞为底火剂的枪弹，这种动能的数值为：

手枪枪弹 $E_0 = 0.04$ 公斤·米。

步枪枪弹 $E_0 = 0.1$ 公斤·米。

对于在实际中常见的各种击针尖的形状和速度而言，这样大的动能能够保证可靠地击发底火。

然而实验证明，随着击针尖和与其相联的零件撞击底火的速度增大，保证可靠地击发底火所需的动能就将减少。

击针尖和与其相联的零件在保证100%地击发底火所需的动能 E ，与击针尖撞击底火的速度 V_0 之间的关系，可用下列公式表示：

$$E = \frac{A}{V_0^n},$$

式中， A 和 n 对于具体的底火为常数。

例如，对于苏式步枪枪弹的底火， $A = 0.09$ 公斤·米， $n = 1/3$ 。因此，保证100%击发步枪枪弹的底火所需的动能为：

$$E = \frac{0.09}{\sqrt[3]{V_0}}.$$

在利用击针簧进行工作的击发机构中，为了可靠地击发底火，

击針尖露出于枪机前平面的突出量不应小于由实验所确定的数值范围。例如，对于步枪枪弹的底火，此突出量约为1.5毫米。

在利用复进簧进行工作的击发机构中，击針尖露出于枪机前平面的突出量应该在一定的范围之内，其下限要保證不致产生不发火的现象，而其上限则要保證不致打穿底火。对于步枪枪弹的底火，这个范围是从1毫米到1.8毫米。

但应该注意，上面所指出的击針尖突出量的范围仅仅是一个概略数值。因为最适当的击針尖突出量决定于每一种具体型式的武器和弹壳（弹壳是用肩部定位还是用底缘定位），决定于击发机构的类型和击針尖的形状，决定于闭鎖构件的型式和尺寸，以及弹壳底平面和枪机前平面間間隙的大小等等。

上面已经指出，对于击发机构的第二个主要要求是保証其零件的强度，特别是保証击針尖的强度。

击針尖的强度要从尺寸、形状和选择适当的材料等方面来保証。为了增加击針尖的强度，其直径最好尽可能偏大一些，但击針尖直径的大小常受枪机上击針孔的尺寸的限制。对于每一种枪弹，击針孔的尺寸都不能超过一定的范围，因为击針孔的尺寸太大时，在膛内火药气体压力作用下，可能将底火帽压塌。

为了保証击針尖的强度，一般都应使它的外形没有銳角，以减少应力集中，提高击針尖的强度；同时还須采取一些消除击針尖产生弯曲变形的专门措施。

然而，即使全部利用了这些提高强度的方法。在现代自动武器中，击針尖的寿命一般的仍然比其他零件的寿命为低。因此，击針尖必须有备分品，并且要保証不需采用复杂的工具就能迅速地更换击針尖。

在设计利用击針簧进行工作的击发机构时，击針簧的尺寸应该根据撞击底火的零件在保証可靠地击发底火时所需的动能来进行计算。

在击針式击发机构中，当击針与击針尖結合为一体时（Ⅲ

349), 击针簧在击针走过它的工作行程 λ 时所作的功 A , 等于击针在可靠地点燃底火时所需的动能, 即

$$E_y = A = \frac{\Pi_0 + \Pi_\lambda}{2} \lambda,$$

式中 Π_0 和 Π_λ 为击针簧的预压内力 (Π_0) 和击针簧在击针的工作行程 λ 末的最大压缩内力 (Π_λ)。

给出 Π_0 和 Π_λ 的比例 (例如 $\frac{\Pi_\lambda}{\Pi_0} = 2$), 并已知 E_y 值 (利用上面推荐的数值) 时, 就可根据上式求出 Π_0 和 Π_λ 。有了 Π_0 和 Π_λ , 就可根据一般的公式算出弹簧的尺寸。

假如有根据认为, 在击针运动时有很大的摩擦力, 取 $E_y < A$ 或 $E_y = A\varphi$ ($\varphi > 1$), 就可以把这些摩擦力考虑进去。在击针式击发机构中, 如果击针尖不与击针体连为一体, 击针体通过对撞击将必需的动能传给击针尖 (图 350), 则应采用对心正撞的计算公式

$$V'_B = V_B + \frac{(V_A - V_B)(1+b)}{1 + \frac{m_B}{m_A}},$$

式中 V_A 和 m_A ——撞击零件在撞击前的速度和它的质量;

V'_B ——被撞击零件在撞击后的速度;

V_B 和 m_B ——被撞击零件在撞击前的速度和它的质量;

b ——恢复系数,

对于击发机构而言:

$$V_A = V_y; m_A = m_y; V'_B = V'_0; V_B = 0; m_B = m_0,$$

式中 V_y ——击针体在撞击击针尖以前的速度;

m_y 和 m_0 ——击针体的质量和击针尖的质量;

V'_0 ——击针尖在撞击后的速度。

应用新的符号, 当 $V_B = 0$ 时, 得

$$V'_0 = V_y \frac{1+b}{1 + \frac{m_0}{m_y}}.$$

利用这个公式可以求出击针体在撞击击针尖以前的速度

$$V_y = V'_0 \frac{1 + \frac{m_0}{m_y}}{1+b}.$$

和此时击针体的动能

$$E_y = \frac{m_y V_y^2}{2} = \frac{m_6 V_6^2}{2} \cdot \frac{\left(1 + \frac{m_6}{m_y}\right)^2}{(1+b)^2 \cdot \frac{m_6}{m_y}}.$$

上式可改写成如下形式

$$E_y = E_6 \frac{(1+a)^2}{(1+b)^2 a^2},$$

式中

$$E_6 = \frac{m_6 V_6^2}{2}; \quad a = \frac{m_6}{m_y}.$$

根据这个公式，可以求出击针体在撞击击针尖之前所必需具备的动能 E_y 。这个动能值是保证可靠地击发底火所必需的。令此动能值等于击针簧的功，便可求出击针簧的尺寸。

只有在击针体的运动在它撞击击针尖以后立即受到限制，撞击底火的只是击针尖一个零件的情况下（图350），才能采用上面这个公式。

如果在撞击击针尖以后，击针体继续向前运动，则在底火变形的时间内，击针体可能对击针尖作多次连续撞击。在这种情况下，应在上式内取恢复系数 $b = 0$ 。

此时， E_y 的计算式将取下列形式：

$$E_y = E_{6y} \frac{m_6 + m_y}{m_y},$$

式中

$$E_{6y} = \frac{V_6^2 (m_6 + m_y)}{2}.$$

在设计击锤式击发机构时，也可以根据上列公式进行计算。在这种情况下，只须以击锤的替换质量代替击针的质量即可。击锤的替换质量为：

$$m'_x = \frac{I_{x0}}{r^2},$$

式中 I_{x0} ——击锤对于其回转轴的转动惯量；

r ——撞锤轴离击锤回转轴的距离（图354）。

在利用撞击传给击针尖以能量的击发机构中，在决定击针体或击锤的尺寸时，应该估计在 $m_0 = m_y$ 或 $m_0 = m'_x$ 时，所需的击针簧或击锤簧的功最小。在 $\frac{E_0}{E_y}$ 的比值为最大值时，可求得这两个等式。在设计击发机构时，不必一定要得到 $m_0 = m_y$ 和 $m_0 = m'_x$ 的关系，因为在这两个等式不成立时，击针簧所必需的功增加得非常少。

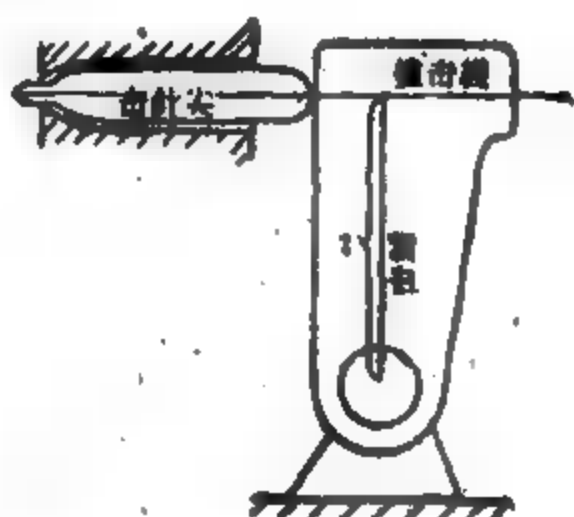


图354 击锤式击发机构的工作图。



图355 击锤。

在确定击锤轴的位置时，应该考虑到，在

$$ce = \rho^2$$

时，撞击的反作用将不传到击锤轴上，这将为击锤轴的工作创造最有利的条件，甚至在尺寸很小时，也能保证其强度。

上式中的 ρ 为击锤对于其重心的回转半径， e 和 c 为击锤的尺寸，如图 355 所示。

下面我们将研究一个用以击发步枪枪弹底火的击锤式击发机构的实例。

已知

$$m_0 = 0.0012 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}$$

$$m'_x = \frac{I_{kp}}{r^2} = 0.003 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}$$

为了保证可靠地击发底火，取 $E_0 = 0.1$ 公斤·米，并认为击锤在底火帽变形的全部时间 Δt 内都作用在击针尖上。于是

$$E_k = E_0 \frac{m_0 + m_k}{m_k} = 0.1 \frac{0.0042}{0.003} = 0.14 \text{ 公斤} \cdot \text{米}。$$

應該根据击錘所必需的这个动能去計算击錘簧。

現在要求出击針尖所必須的最小动能。击錘质量替换点的速度（撞击点的速度）为

$$V_z = \sqrt{\frac{2E_k}{m_k}} = 9.7 \text{ 米/秒}。$$

击針尖在撞击后的速度为：

$$V_0 = V_z \frac{m_z}{m_0 + m_k} = 9.7 \frac{0.003}{0.0042} = 6.9 \text{ 米/秒}。$$

保証百分之百击发底火所必需的动能为

$$E_0 = \frac{0.09}{V^2_{6.9}} = 0.05 \text{ 公斤} \cdot \text{米}。$$

所取动能值 E_0 为必需的最小动能值的两倍，这就保証了击发机构作用的可靠性。

在某些情况下設計击发机构时，为了決定击針尖的尺寸，必須校核底火帽在火药气体压力作用下的强度。如果击針尖向后（向击錘或击針体方向）的运动不受枪机元件的限制，底火帽在膛内火药气体压力作用下可能压入枪机上的击針尖孔内

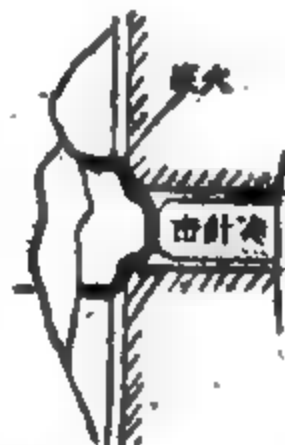


图356 底火帽在发射时的变形图。

（图356）。这时，火药气体可能透过枪机上的这个孔而作用在击針或击錘上，并給它們以动能，这个动能足以破坏击发机构和枪机上的某些元件。产生这种现象的可能性，可由簡單校核底火帽的剪切强度来查明。

很明显，为了保証底火帽的强度，下列不等式必須成立

$$\frac{\pi d^2}{4} p < \pi d \delta \sigma_{cp} \text{ 或 } d < \frac{4 \delta \sigma_{cp}}{p}，$$

式中 d —— 枪机上击針尖孔的直径；

δ —— 底火帽的厚度；

σ_{cp} —— 許用剪切应力；

p ——膛内火药气体压力。

例如，当 $\sigma_{ep} = 35 \frac{\text{公斤}}{\text{毫米}^2}$ ， $\delta = 0.7$ 毫米，和 $p = 45 \frac{\text{公斤}}{\text{毫米}^2}$ 时，得 $d = 2.2$ 毫米。

§3 发射机构

设计发射机构时，应特别注意使击锤或击针在发射前可靠地扣在待发位置上，但一旦射手扣引扳机，又能迅速放开击锤或击针。

发射机构中用以把击锤或击针扣在待发位置上的零件叫阻铁头。待发时阻铁头扣住击锤或击针上的击发突笋。阻铁头和击发突笋在机构工作时常常受到撞击载荷的作用，特别是当击发机构是利用复进簧进行工作的时候，这一撞击载荷特别巨大。因此，在设计发射机构时，必须采取措施以保证阻铁头和击发突笋的强度。

在设计各种武器的发射机构时，必须考虑到武器的使用特点。例如，对于轻武器通常要校核射手解脱击锤或击针所必需的最大允许力。对于轻武器而言，这个力一般的为 2~3 公斤。在某些步枪的发射机构内，有时做有预告器，当扣压扳机时，它能预告射手将发射的时机。手枪的发射机构有时采用自动待发器，在这种机构中，扣引扳机就能使击锤或击针直接成待发状态。

发射机构应根据其构造原理，首先应根据它们用在那一种武器中（自动武器还是非自动武器）进行分类。

用在非自动武器中的发射机构的构造最为简单，它主要决定于击发机构的构造和武器各机构的总配置。

图 357 所示是毛瑟步枪的发射机构（击发机构为击针式），图 351 所示为 1895 年式纳干左轮枪的发射机构（击发机构为击锤式）。

■ 357 上的发射机构的特点是有预告器，到时它能预告射

手：只要继续轻轻扣压扳机，击针就会脱离阻铁头而进行发射。

毛瑟步枪的预告器的动作，与其他许多武器内的预告器一样是以下列原理为基础的：扳机最初是绕（a）点旋转，而后在快解脱击针之前就绕另一点（b）旋转，以此来改变发射杠杆的力臂，增大射手扣压扳机时需要克服的力。这一力的改变就是预告射手：再继续稍微扣压扳机，击针就将被解脱而产生发射。经验告诉我们，这种装置并不复杂，却有助于提高射击精度，对于狙击武器和运动用武器特别有利。如果扳机的上臂较短（没有加长部），扳机就只能绕（a）点转动，这种发射机构就成为普通的非预告式的发射机构。

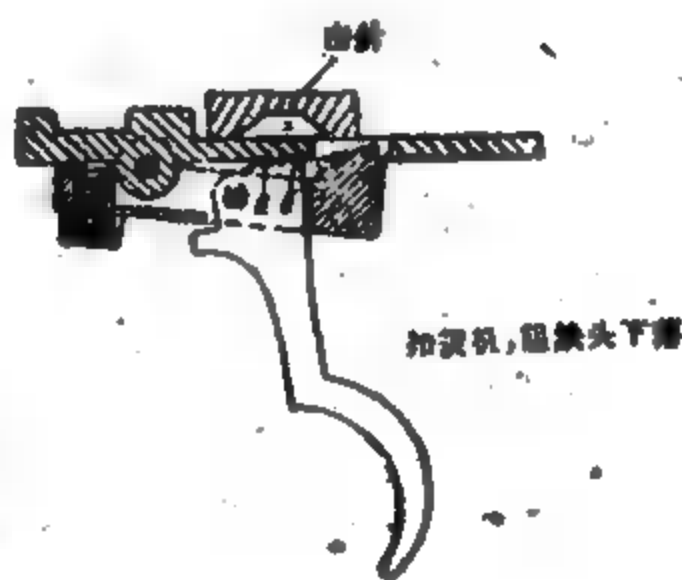
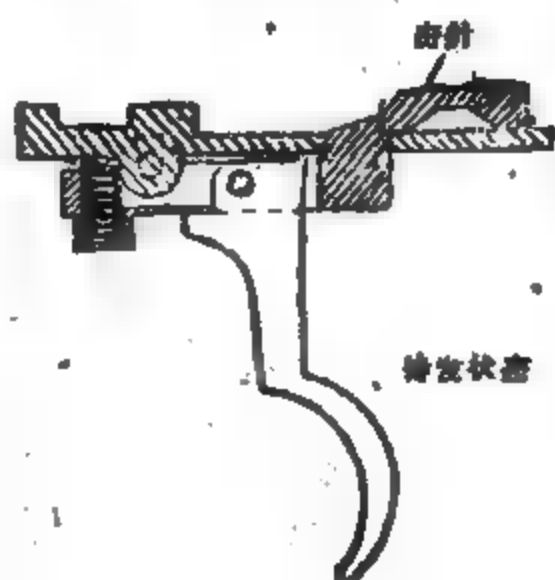


图357 毛瑟步枪的发射机构。

图351是纳干左轮枪的发射机构，其特点是有自动待发装置，扣引扳机就能使击锤待机。为了解决自动待发的問題，在击锤的前部用轴装上一个连杆，这个零件

的下端因受片状弹簧的作用而经常向前方伸出。当击锤处在平时位置时，射手一扣压扳机，扳机的上臂就顶此连杆而使击锤转动，压缩击锤簧，直至击锤转到一定位置，连杆才从扳机的臂上滑脱，放开击锤以进行击发。这种装置并不排除用手使击锤待机的可能性，不过自动待发器在必要时可以保证迅速开火，而不需用手扳动击锤使之待机。这对于自卫武器来说有着很大的意

义。

自动武器中的发射机构，根据火力种类的不同可分为两种基本类型：单发发射机构和连发发射机构。这两种发射机构的构造及动作原理决定于击发机构的构造和动作原理。

如果击发机构是利用复进簧进行工作的，则连发发射机构的构造和作用原理将最为简单，并且与非自动武器中所用的发射机构（击针式）没有区别。德普式机枪的发射机构就是一个例子（图358）。

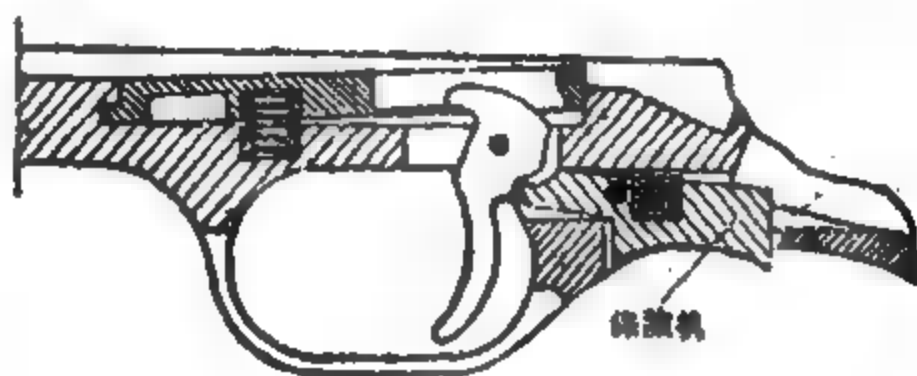


图358 德普式机枪的发射机构。

如果击发机构是利用击针簧进行工作，则连发发射机构与上述发射机构之间的主要区别在于：在这种机构中装有所谓自动发射机的专门装置。连续射击时，这种装置能在武器重新装填之后自动解脱击针或击锤。

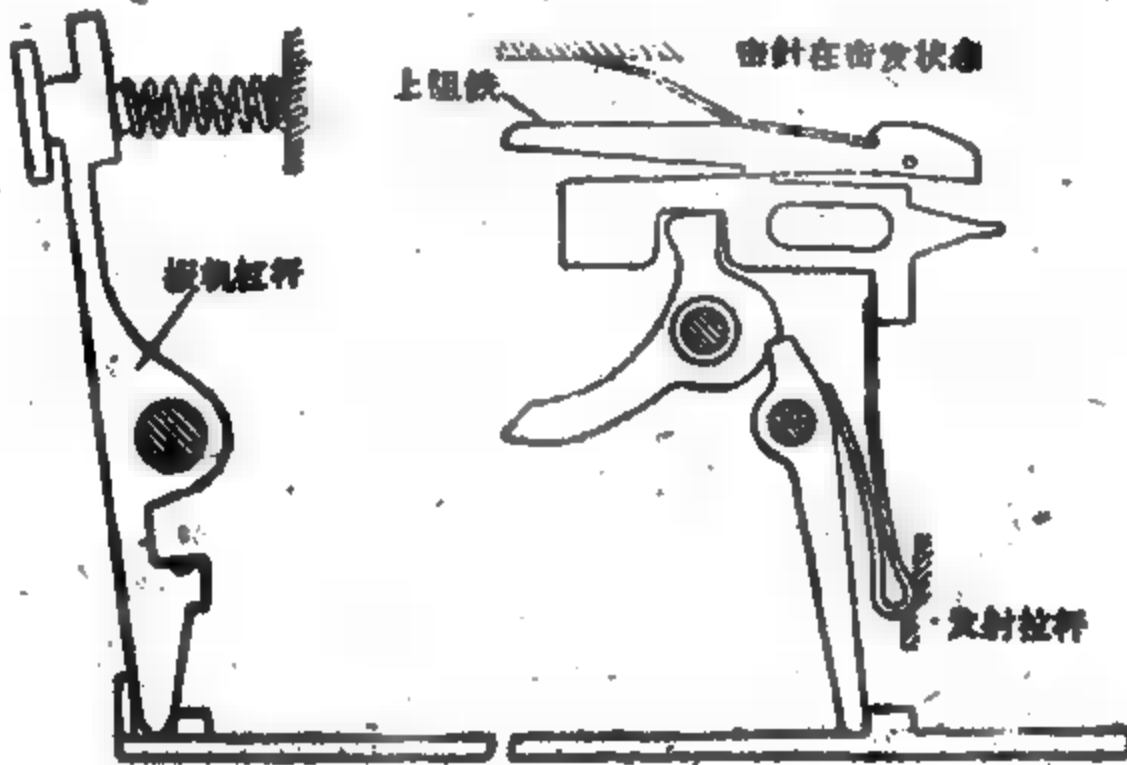
图359是1910年式马克沁机枪的击针式击发发射机构。在这个机构中自动发射机作用的是所谓上阻铁（或称保险机）。射击时，下阻铁的尾端被发射拉杆拉着向后转动，击针即从扳机上放开，而挂在上阻铁上；闭锁时，闭锁机构中连杆的连接管压住上阻铁，到重新装填和闭锁完毕时，即自动放开击针使之击发。

上面讨论的自动发射机的工作方案，与许多其他的方案一样，自动发射机的工作，常与闭锁机构的工作有联系。这样做的目的是为了保証击针或击锤只有在完全闭锁以后才能击发，并由此消除在枪机没有闭锁时即进行发射的可能性。

必须注意，自动发射机并不一定要制成一个独立装置，也不

一定經常要設置專門的零件。

在很多自动武器中，主要是在步枪和冲锋枪中，常采用单发射机构。根据击发机构类型的不同，这种发射机构的构造和作用原理也有根本上的不同，而其共同特点则在于：机构中通常設有所謂离合器（或快慢机）的装置。



■359 圖克沁机枪的发射机构。

这一装置使阻铁头在每次发射后自动与发射机构的其他元件分离，并保証将击针或击锤挂在击发阻铁上。

单发射机构与连发发射机构不同的地方，往往仅在于是否有离合器。有时可用两个阻铁头来代替离合器。

按照动作原理的不同，离合器可分为强制分离式和断脱分离式两种。

应用最广的是强制分离式离合器。

图 360 是 1941 年式冲锋枪 (ИПМ) 的发射机构。为了使扳机与阻铁头分离，在此发射机构内有一个叫做离合器（单发固定挺）的专用双臂杠杆。枪机复进时压下离合器的前臂，其后臂即向上抬起，迫使扳机顶销缩入顶销巢中，遂使扳机与阻铁分离。

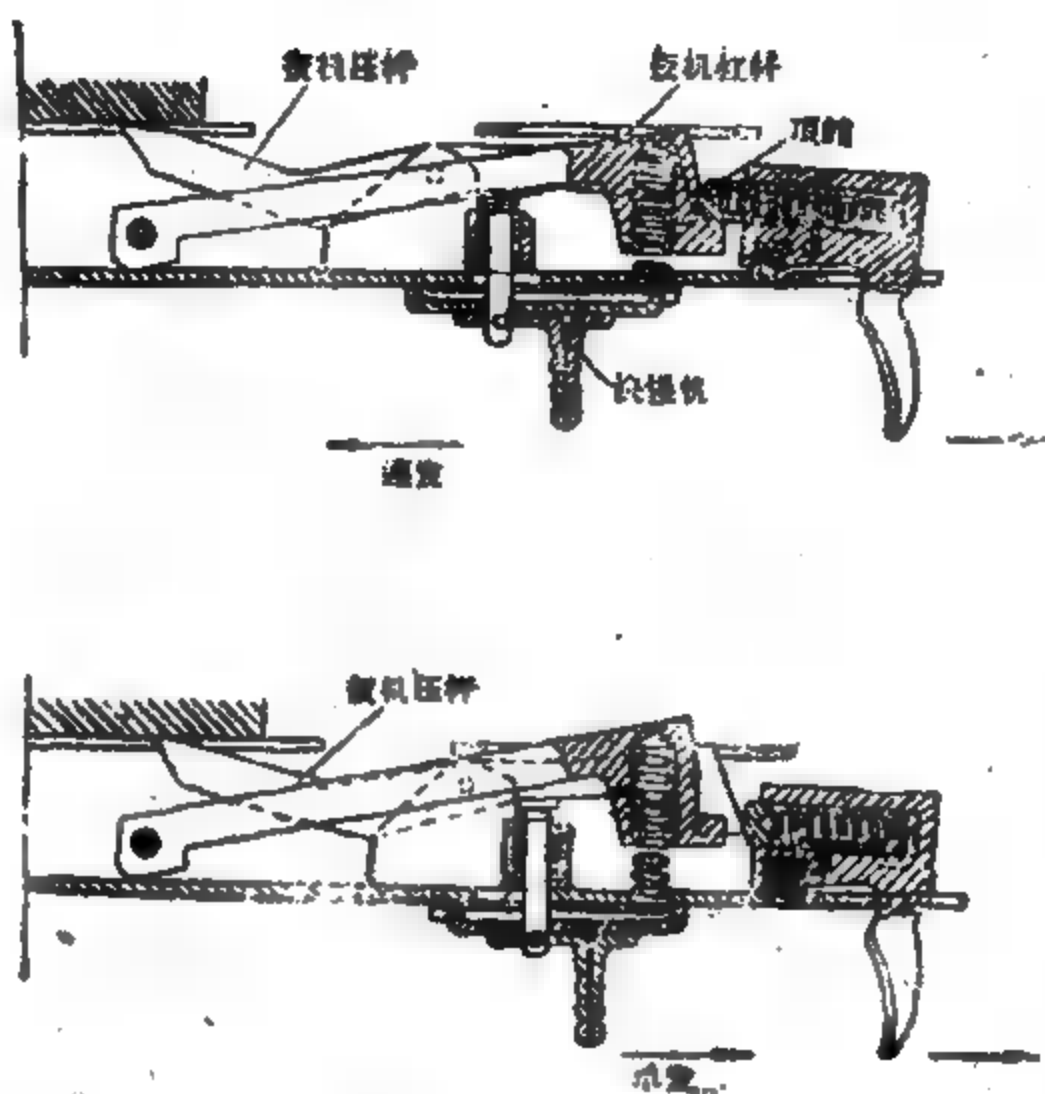


图360 IIIIII 式冲锋枪的发射机构。

这种机构是强制分离式的，它在自动机活动部分的作用下产生强制分离作用。

图 361 是 ZH-29 式步枪的发射机构，在此机构中，阻铁头与扳机不产生分离现象，而是击锤在每次发射以后都被阻铁头挂住而成待发状态。由图可以看到，击锤有两个击发阻铁突笋。在扣引扳机之前，击锤被前阻铁头挂住，扣引扳机时，发射机构中的摇杆转动，击锤即从前阻铁头上解脱。扳机向后运动时压下击锤，使之挂在后阻铁头上而成待发状态。直到射手放开扳机后，摇杆在弹簧作用下向相反方向转动，击锤即脱离后阻铁头而重新被前阻铁头挂住。这时击锤好像是从后阻铁头上放开后就被前阻铁头所截住似的。

在很多冲锋枪和轻机枪中采用混合式发射机构。它可以进

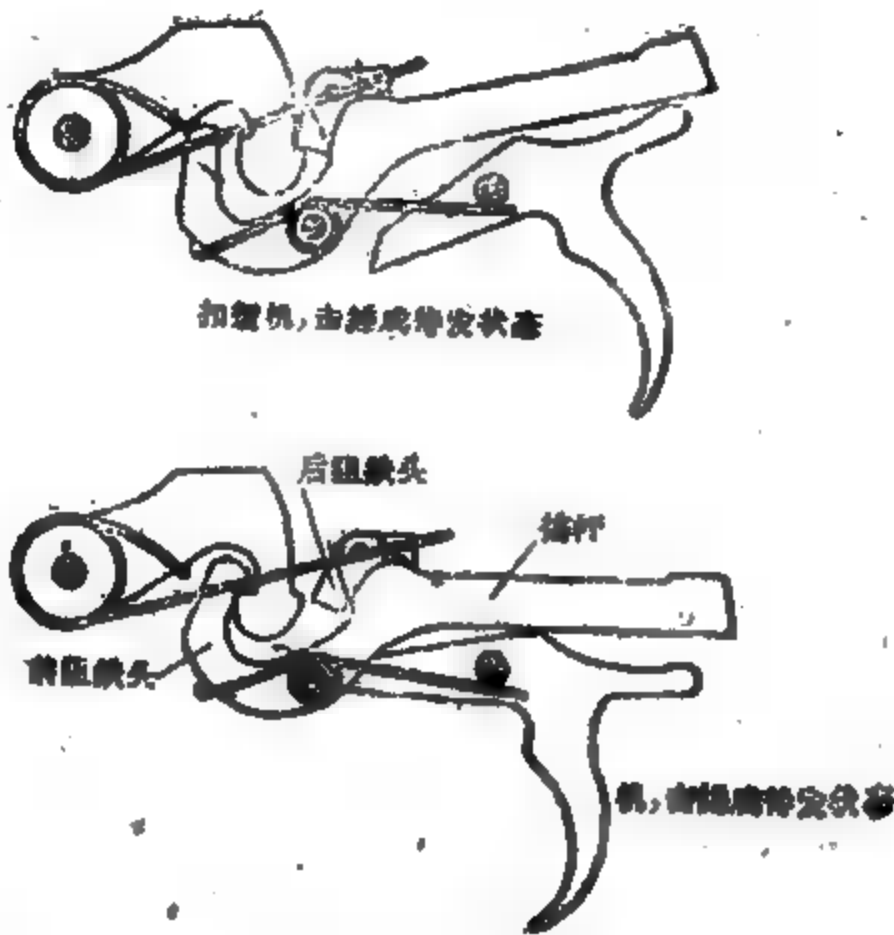


图361 ZH-29式步枪的发射机构。

行单发射击，也可以进行连发射击。这种发射机构通常带有快慢机。

快慢机的作用在于改变发射机构中零件的相对位置，以保证不同种类的射击火力（单发射击和连发射击）的实现。

前面所讲的 1941 年式冲锋枪（ПММ）的发射机构（图360）就是一个带有快慢机的混合式发射机构。在那个发射机构中，通过前后移动离合器座来改变火力的种类。把离合器座向后移动时，发射机构保证单发；向前移动时就成连发。为了使离合器座便于移动和定位，采用了叫做快慢机的专门装置。

在某些自动武器中（主要是手枪），常采用带有自动待发器的发射机构。扣引扳机时就可以使击针或击针尖待发。

图 362 中的圣-艾登式手枪的发射机构就属于这种类型。

图 362 所示发射机构的特点是：它仅作自动待发器进行工作。这个发射机构的构造简单，但使击针或击针尖待发和击发时所需的扣机力较大，致使射击精度降低。

根据发射器类型的不同，发射机构可以分为扳机式、按钮式和杠杆式三种。

扳机式发射机构（即有扳机的发射机构）广泛应用于各式手提武器中（见前示各图），杠杆式和按钮式发射机构主要应用在重机架上。

发射机构在停止射击时常常要发生撞击。

如果击发机构是利用复进簧的能量进行工作的，则在停止射击时，阻铁头常受自动机活动部分的撞击（枪机框或枪机的撞击），撞击时活动部分具有很大的动能。

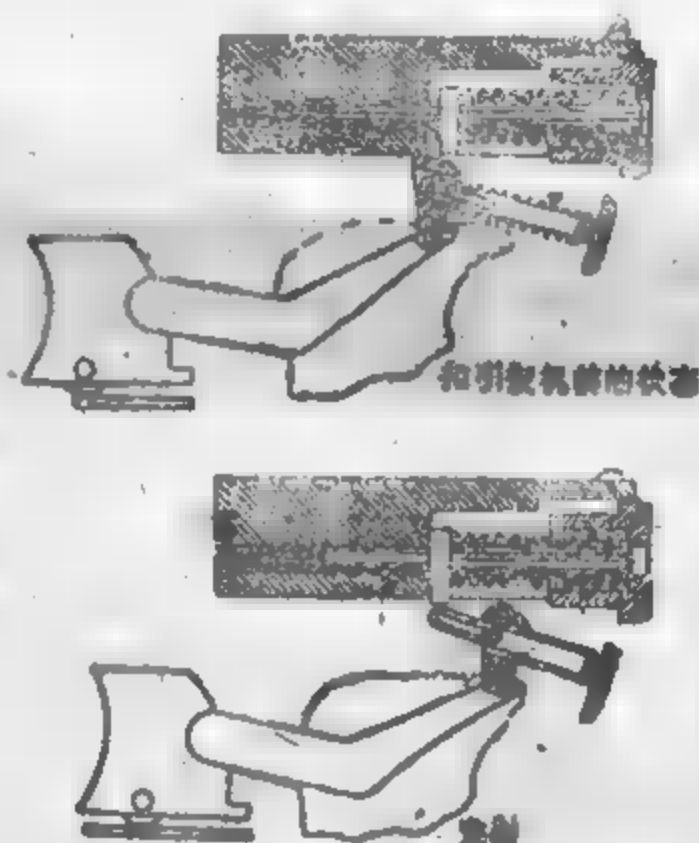


图362 圣-艾登式手枪的发射机构。

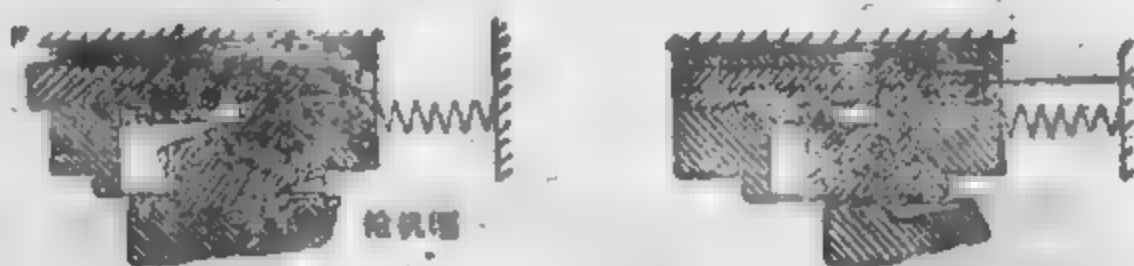


图363 DTKAC 机枪上的阻铁缓冲器。

在具有这种撞击时，为了保证发射机构的工作可靠性，有时采用提高阻铁头强度的专门措施。

提高阻铁头强度最简便的方法是适当选择阻铁头的尺寸（特别是支撑表面的尺寸）。为了增大旋转的阻铁的支撑表面，可以把阻铁支承在专门的支撑面上，而不把它支承在一个轴上。例如德普式机枪的阻铁（图 358）就是这样设计的。

在某些速射自动武器内，用缓冲器来保证阻铁头的强度。例如用在 MKAC 速射自动武器内的阻铁缓冲器（图 363）。

在许多德国的速射机枪中，为了提高阻铁头的强度，都采用专门装置来保证阻铁头在挂机时总能上升完全。不管在什么时候放开扳机，这种机构都能保证阻铁头在自动机活动部分运动到一定位置时才开始上升。

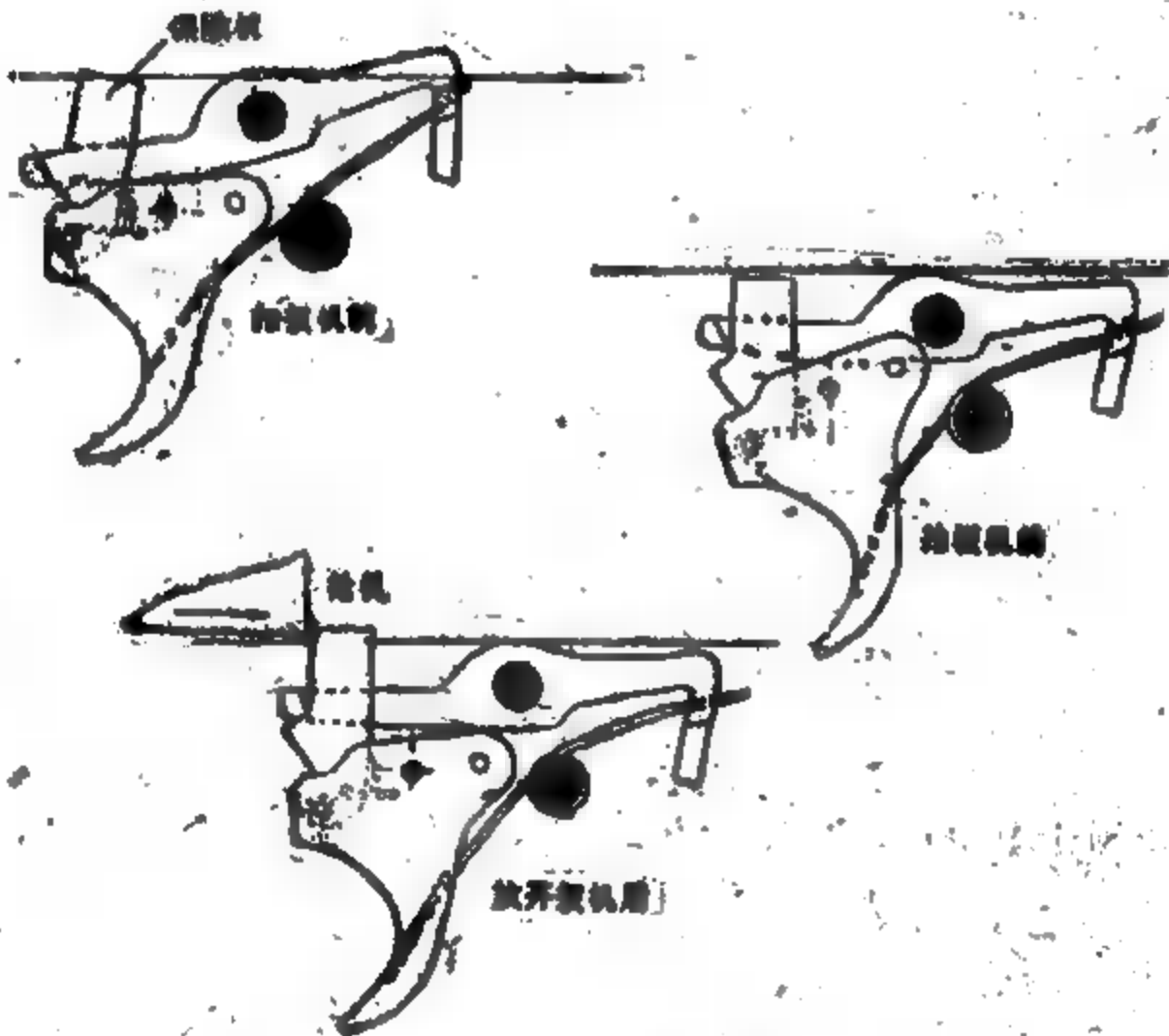


图364 MG-42式轻机枪的发射机构。

图 364 所示 MG-42 式轻机枪的发射机构，可以作为这种装置的一个例子。在这个机构中，当扣压扳机时，阻铁头后臂下降，放开枪机上的击发阻铁突笋，其前臂则稍微上升，使前臂上的小凸起跳到保险机凸起的上面。保险机用一个小轴装定在扳机的前部。在放开扳机后，阻铁头仍继续被保险机卡住，只有在枪机向后运动中推开保险机以后，才能使阻铁解脱。只有当活动部分能保

証阻鉄头在解脱以后可以自由上升时，这种装置才有实际意义。

設計发射机构时，除了校核强度以外，通常还要决定使击針、击錘或自动机活动部分从阻鉄头上解脱时所需的扣机力（作用在扳机或发射按钮上的力）。这个力一般可按照下列公式进行計算：

$$F_c \approx F_m \frac{k}{\eta},$$

式中 F_m ——作用在阻鉄头上并垂直于其半径的力（图365）；

k —— F_m 的着力点对 F_c 的着力点的傳速比；

η ——机构的效率。

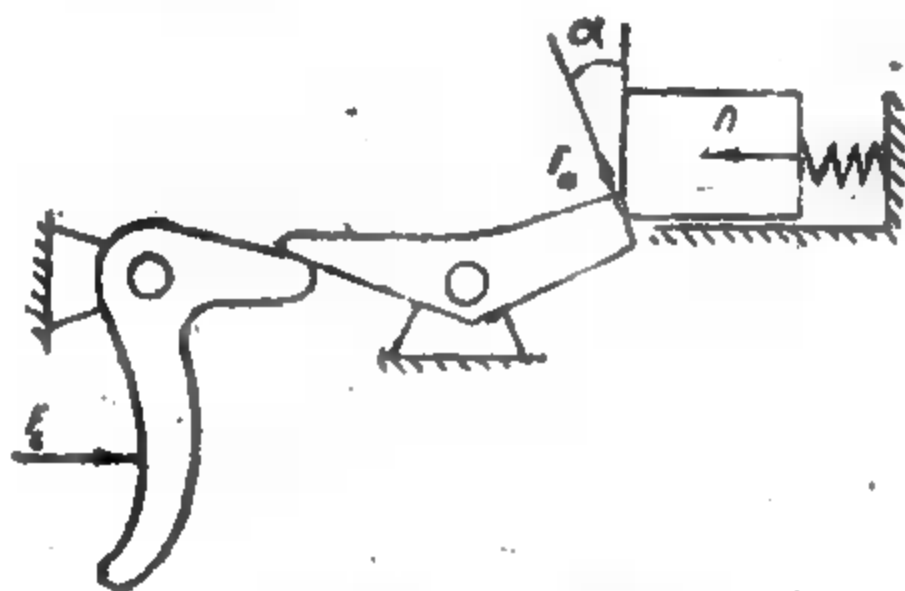


图365 发射机构。

对于图365上的发射机构

$$F_m = fH \frac{1}{\cos \alpha},$$

式中 f ——摩擦系数；

H ——作用在枪机上的复进簧力；

α ——击发突笋的倾斜角。

§ 10 保險机构和裝置

保險机构和保險裝置，可根据其作用分为三个主要組。

保証自动机工作安全的保險机构属于第一組，保証武器使用安全的保險机构和裝置属于第二組，防止武器零件弄髒和损伤的裝置属于第三組。

保証自动机工作安全的保險机构，要能保証武器在枪机沒有閉鎖时不致发射，因为在枪机沒有閉鎖时进行发射，除了损坏武器的零件和使武器失去作用以外，对射手也有很大的危險。因此，在設計这种机构时，应特別注意保証它們的作用可靠。

这种机构，甚在工作过程中由于零件的损坏和其他原因致使保險机构失去作用时，也要保証武器在枪机沒有閉鎖时不致发射。在这种情况下，保險机构的裝置应能保証使射击停止。

保証枪机沒有閉鎖时不能发射的保險机构的动作原理是多种多样的。它主要决定于击发机构的构造和型式。保險作用經常和保証自动机工作的其他机能結合在同一个机构中。

如果击发机构是利用击針进行工作，則在枪机沒有閉鎖时防止发射的保險作用，将由自动发射机来保証。自动发射机的工作与閉鎖机构的工作有联系，这在上面已經指出过了。

如果击发机构是利用复进簧工作的，則在枪机沒有閉鎖时防止发射的保險作用，可以用击发机构的工作与閉鎖机构的工作直接联系起来的方法予以保証。

例如，德式机枪的击針尖只是在閉鎖卡铁完全張开以后才能伸出枪机的前平面，即在完全閉鎖以后才有可击发。

一些自动武器有双重的保險作用，以保証武器在枪机沒有閉鎖时，不致产生发射。

例如在 1940 年式托加烈夫半自动步枪 CBT 中（图 866），这种保險作用，一方面靠自动发射机的工作与枪机閉鎖机构的工作之間的相互联系来实现，同时又靠击发机构的工作与枪机閉鎖机构的工作之間的相互联系来实现。

其中第一种相互联系使机体只有在枪机閉鎖位置上才能把自动发射机中的分离杆压下去，第二种相互联系則使击錘只有当枪机閉鎖时才能碰击击針尖。

保証武器使用安全的保險机构和裝置的作用是使击发发射机构处于不能工作的位置。这种保險机构应保証作用可靠，关闭和

打开保险迅速，确定保险位置迅速和方便。

保险机构之所以必须动作可靠，是因为无论在战斗情况或者在教练情况下，操作时武器偶发，都可能引起使用者的伤亡。要求能迅速地打开和关闭保险机，是为了加速武器的射击准备工作，

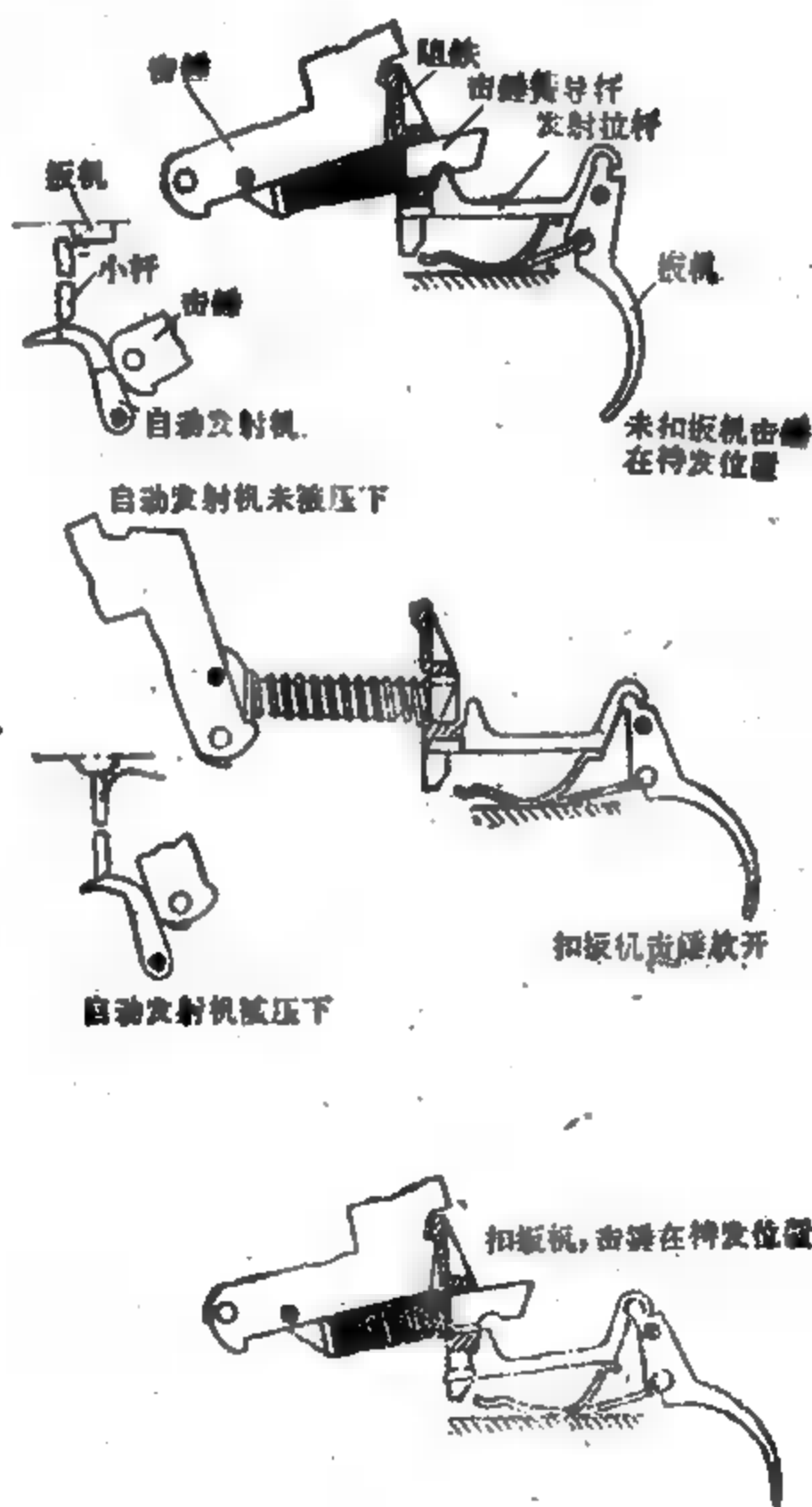


图366 CBT-40式步枪的发射机构。

这是武器的重要战斗性能之一。要便于决定保险位置，保险机的工作也才可靠，才能迅速地打开和关闭保险机。

根据射手在实施保险时所做动作的特点，这组保险机又可分为“自动”的和“非自动”的两种。

在实施和解除保险时不需要专门动作的保险机属于“自动”保险机之列。

德普式机枪的保险机可作为这种保险机的实例（图368）。

德普式机枪的保险机是一个杠杆，安装在枪托颈部的下面，当射手用右手握住枪托颈时，就自然地压在这一杠杆上，使此杠杆转动，解除保险。当手从枪托颈上移开时，保险机的杠杆就在其弹簧的作用下转回原位，顶住扳机，使之不能压下击发阻铁。

在实施和解除保险时，需要射手作专门动作的（如扳转保险片，或压按钮等等）保险机是“非自动”保险机。

在现代武器中，第二种保险机（非自动的）采用最广，因为在打开和关闭保险机时虽然需要专门的动作，但它们一般能保证结构最简单和作用良好可靠。

上面所讲的保险机，可根据其动作原理分为制动式和分离式两种。根据保险机对什么零件施加作用，又可分为击锤保险机、击发阻铁保险机、扳机保险机和混合保险机数种。

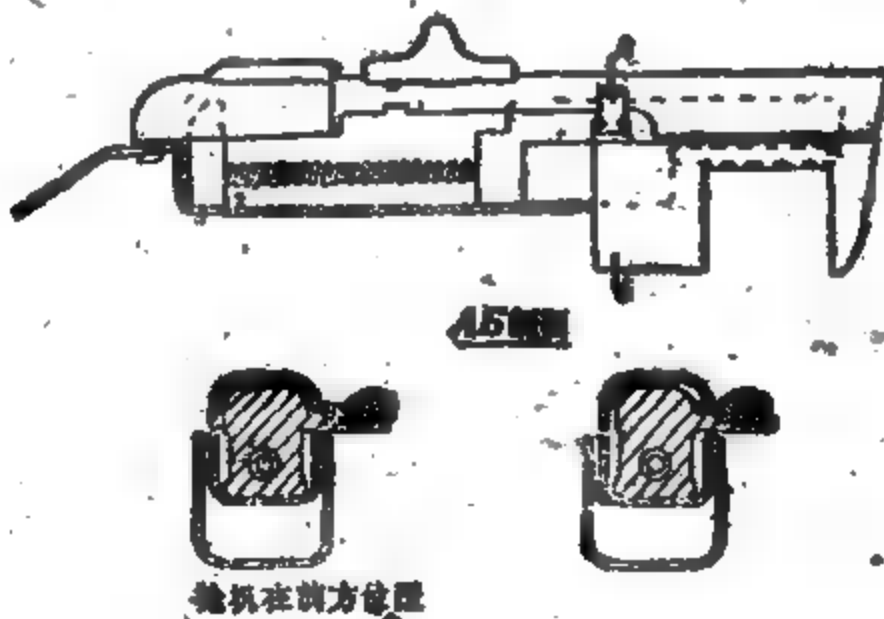


图367 III型式冲锋枪的保险装置。

将击发发射机构中的一个或数个零件制动住，以使其处于不能工作状态的保险机构，属于制动式保险机构。

分离式保险机构的作用，是使击发发射机构中的一个或几个零件从机构的运动链中分离出来。

■ 358 所示德普式机枪的保险机是使扳机制动的保险机。

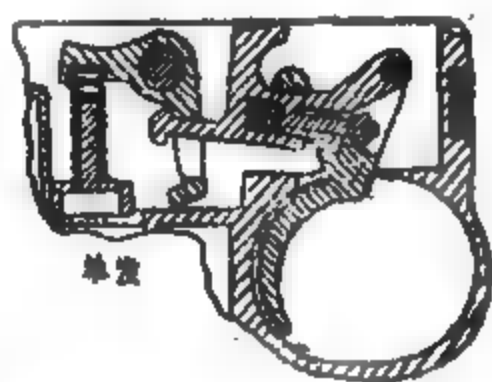
图 367 所示 1911 年式冲锋枪的保险机，可以将枪机固定在待发位置或平时位置。这种保险机是一个装在机柄上的、带弹簧的顶销。实施保险时，顶销卡入机匣上的相应切口内。

图 368 上的保险机，是使扳机与击发阻铁分开的分离式保险机。这种保险机应用在 ZB-26 和其他机枪中。这种保险机的构造简单，但作用不可靠。因为击发阻铁没有被卡住，当武器遇到猛烈振荡时不能避免偶发。

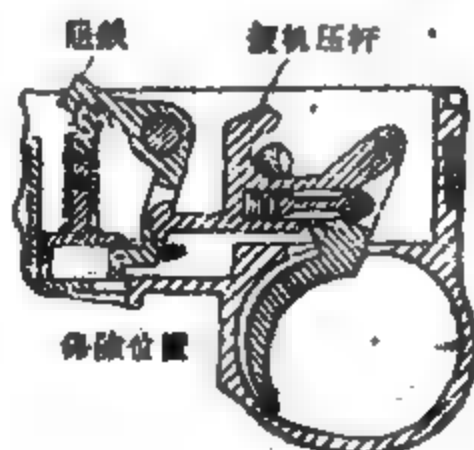
保证防止武器各机构和零件弄脏和损伤的保险机是第三类保险机。这种保险机有各种不同的构造，通常都做成各种各样的盖子和护板的形式。

遮盖机匣上各个窗孔的护盖和保护瞄准具的护板运用最广。遮盖机匣窗孔的盖板，通常都设有装填时能自动打开的设备。

在某些武器中，为了防止弄脏，还用枪口帽盖住枪管口部。



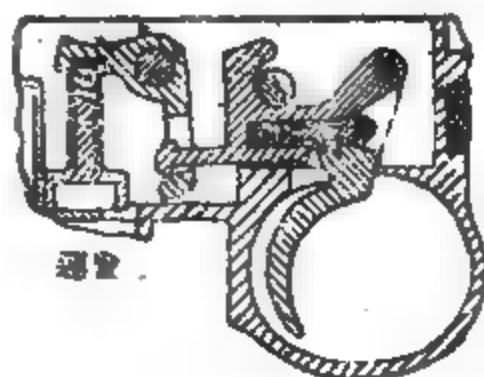
单发



阻铁

扳机压杆

保险位置



通发

图368 ZB-26式机枪的保险装置。

§ 11 輔助机构及設備

在自动武器中，除了完成自动机工作时所需全部动作的主要机构和保証自动机工作可靠的保險机构以外，还采用了大量的輔助机构和裝置。

下面討論的仅是其中几种应用最广的裝置和机构。

1 緩冲裝置

自动武器采用緩冲裝置的主要目的有二：第一、減輕自动机活动部分的撞击；第二、为自动机的繼續工作儲备必需的机械能。

如果緩冲裝置只用以減輕活动部分的撞击，則当它返回給活动部分的机械能量最小时，緩冲裝置傳給机箱或机匣的力也应当尽可能地小。在自动武器中，这种緩冲裝置常常用以減輕活动部分在后方位置的撞击。各个枪彈在装药的重量、品类和装药状态、彈丸的重量和尺寸、彈壳外形的公差等方面不可避免的差異，以及武器零件的制造公差和塗油等方面的影响，使自动机的活动部分必須有一定的动能儲备，以保証各个机构在最坏的条件也能不間断地工作。

如果活动部分在到达前后方位置时有过多的动能，勢必在停止运动或改变运动方向时，要产生强烈的撞击。这种撞击不仅在手提武器中会給射手以不愉快的感觉，而且还会使彈丸的散布增大，使武器零件的寿命降低。

在枪管后座式的大口径自动武器中，自动机的活动部分也常常有多余的机械能。

在仅用以減輕活动部分撞击的緩冲裝置中，活动部分消耗的动能，不仅轉变为彈性原件变形的势能，还主要轉变为热能而損失掉。

这种緩冲裝置中最简单的一种是由变形时要損耗大量机械能

- 的材料做成的衬垫。

1911年式(IIIIII)冲锋枪(图369)内的塑性衬垫和勃朗宁重机枪内的一組纖維质薄片(图370),都是这种緩冲裝置的实例。

在用以減輕活动部分撞击的緩冲裝置中,常用硬度較大的普通螺旋彈簧作为彈性元件。但是螺旋彈簧在变形以后通常有75%左右的动能归还活动部分,在某些情况下,这是不能滿足对緩冲裝置所提出的要求的。

某些特殊彈簧能保証大大地减少变形后还给活动部分的动能。例如,环状彈簧即可吸收机械能量达三分之二而不再返回給活动部分。

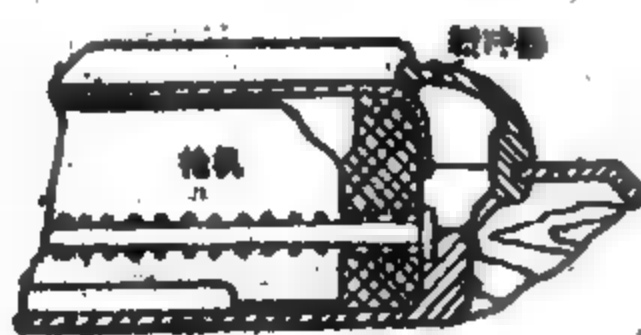


图369 IIIIII冲锋枪的緩冲器。

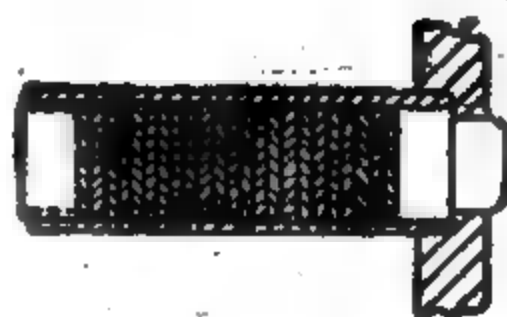


图370 勃朗宁重机枪的緩冲器。

根据实验材料,环状緩冲彈簧变形后还给活动部分的动能 E_b , 与活动部分在緩冲簧变形前所具初始动能 E_0 的关系,可以用下式表示:

$$E_b = E_0 \frac{A M^{0.54}}{\eta^{0.2}},$$

式中 A ——經驗系数(对于磨过的环状彈簧为9,对于沒有磨过的环状彈簧为5);

M ——撞击彈簧的活动部分的 $\left(\frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}}\right)$;

η ——环状彈簧的剛度系数 $\left(\frac{\text{公斤}}{\text{米}}\right)$ 。

还有几种專門的緩冲裝置,可以保証大量吸收机械能量而不再返回給活动部分。勃朗宁輕机枪中所采用的緩冲裝置(图371)

可作为此种缓冲装置的一例。这种装置(图 371)装在一个圆柱形套管 a 内；活塞 d 顶在铜环 b 上，铜环内壁是一个锥形孔；环内套有一个钢质弹性开口环 c ，其外表面车成圆锥形以便和铜环 b 的锥形表面紧贴；在 c 环的后面又接着放一个铜环 b ，如此交错地叠放下去。最末一个铜环抵在螺旋弹簧上，这个弹簧装在铜环和套管底部之间。缓冲器套在复进簧的外面，复进簧可以在其中自由通过。活动部分后座到最后方位置时撞击活塞 d ，迫使它向后运动，推动铜环后退；铜环又推开口铜环使之收缩。于是，多余的能量便消耗在铜环的径向压缩上。这种能量在很大程度上消耗于各环之间的摩擦，只有很少一部分能量用于压缩弹簧 c 上。

按照摩擦原理而工作的后座能吸收器是不完善的。因为它的工作不均匀，要随摩擦表面的状态（涂油和磨损）而定。

液压制动器能保证大量地吸收机械能，同样可用作减轻活动部分撞击的缓冲装置。

在这种制动器内，机械能量为液体通过小孔时的摩擦功所吸收。但是，这种缓冲装置中的液体，会在长时间射击之后发热，使其工作不稳定；而且它的构造也很复杂；因此在自动武器中没有得到广泛的采用。在某些情况下，液压制动器也用作大口徑武器中活动部分的复进制动器和后座制动器，其构造和作用与火炮的液压制动器完全相同。

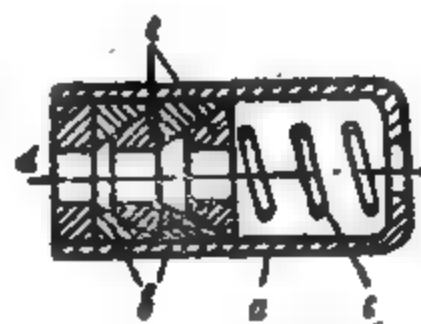
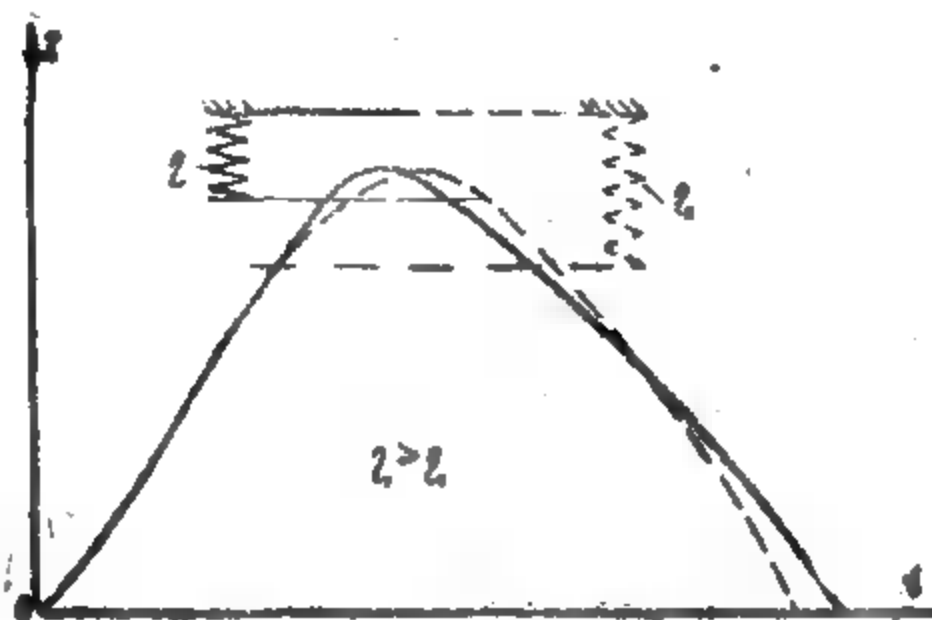


图371 勃朗宁轻机枪的缓冲器。

用以储备机械能量以便尽可能多地返回给活动部分的缓冲装置，在速射武器中采用。这种缓冲装置经常有弹性元件，用作弹性元件的通常是螺旋圆柱弹簧（圆形断面的和长方形断面的）。

采用这种缓冲装置时，大部分的动能在弹簧变形以后仍要返回给自动机的活动部分。

在选择速射武器的缓冲簧以决定其最有利的特征数时，必须

图372 $x = f(t)$ 的图像

分析自动机的工作。因为在某些情况下，自动机活动部分的运动时间只有当缓冲簧的刚度为某一确定的数值时才能保证达到最小值。虽然减小缓冲簧的刚度会使活动部分在离开缓冲簧向前复进时的速度和动能增加，但使缓冲簧的刚度大于或小于此值时，都会使活动部分的运动时间增大。因为缓冲簧的刚度减小时，其压缩和伸长所需的时间都要增大。这一点可用图 372 上的两条曲线来说明。这些曲线表示缓冲簧刚度不同的时候自动机活动部分的位移和时间的关系。

图 372 的图解表明：当缓冲簧的刚度很大时，活动部分的运动时间可能增加。

2 枪口制退器

枪口制退器的作用在于减少整个武器或自动机活动部分的后座能量。

枪口制退器的作用是以改变后效期内从枪膛喷出的一部分火药气体的运动方向为基础的。

图 373 和 374 示出两种枪口制退器的构造原理图。图 373 上的枪口制退器工作时，火药气体运动方向的改变，主要是由于它对枪口制退器前壁的冲击所致，这种枪口制退器称为冲击式枪口



图373 冲击式枪口制退器的工作图。



图374 反作用式枪口制退器的工作图。

制退器。图 374 上的枪口制退器工作时，火药气体运动方向的改变，主要是由于气流在特制的定形孔内平稳地改变流向所致，这种枪口制退器称为反作用式枪口制退器。

在实际中见到的制退器大多数都是由上述两种原理综合而成的，这种制退器叫做冲击—反作用式枪口制退器。

枪口制退器的作用效率主要决定于向后排出的火药气体的运动方向、速度和数量。

通常采用下列表达式作为度量枪口制退器作用效率的依据：

$$\eta = \frac{E_m - E'_m}{E_m} 100,$$

式中 η ——枪口制退器的效率 (%)；

E_m ——自由后座条件下没有枪口制退器时，枪管及与其相联的零件在火药气体后效期末的动能；

E'_m ——自由后座条件下，有枪口制退器时，枪管及与其相联的零件在火药气体后效期末的动能。

如果假定枪管和与其相联零件的质量在装上枪口制退器时并不改变，则求 η 的公式可以写成下列形式：

$$\eta = \frac{V_m^2 - V_m'^2}{V_m^2} = 1 - \frac{V_m'^2}{V_m^2}.$$

因为 η 所表示的是枪管和与其相联的零件由于枪口制退器的作用而引起的动能的相对减少，故又称为动能效率。

有时用下列表达式来表示枪口制退器的效率：

$$\mu = \frac{I_m - I_0}{I_m - I_0'}$$

式中 I_m 和 I'_m ——沒有枪口制退器 (I_m) 和有枪口制退器 (I'_m) 时, 从弹丸开始运动起到火药气体后效期末止, 作用在枪膛底部的总冲量;

I_0 ——彈丸在膛内运动的整个时期内作用在枪膛底部的冲量。

假定有无枪口制退器都不致改变枪管的质量, 使冲量与相应的动量相等, 得:

$$\mu = \frac{I'_m - I_0}{I_m - I_0} = 1 - \frac{I_m - I'_m}{I_m - I_0}。$$

这个数值所表示的是枪管和与其相联的零件在后效期内动量增量的相对减少量; 叫做枪口制退器的冲量效率。对于枪口制退器来说 $\mu < 1$ 。

下列表达式也可用以表示枪口制退器的效率:

$$\alpha = \frac{\beta - \beta'}{\beta} = 1 - \frac{\beta'}{\beta},$$

式中 β 和 β' ——表示沒有枪口制退器时 (β) 和有枪口制退器时 (β') 火药气体对枪管的作用系数。

如利用下列关系式

$$V_m = \frac{q + \beta \omega}{Q} v_0,$$

$$V'_m = \frac{q + \beta' \omega}{Q} v_0,$$

上式可改成另一种形式:

$$\alpha = \frac{Q(V_m - V'_m)}{QV_m - qv_0} = \frac{Q(V_m - V'_m)}{Q(V'_m - V_0) + 0.5\omega v_0}。$$

数值 α 是枪口制退器的结构特征数, 它几乎仅仅决定于制退器的结构。当武器的弹道参数改变时, 其数值保持不变。

利用上面所得枪口制退器各个特征数的表达式, 便可确定这些特征数之间的关系:

$$\mu = 1 - \frac{\alpha\beta}{\beta - 0.5},$$

$$\mu = \frac{V \left(1 - \frac{\eta}{100} - \frac{V_0}{V_m} \right)}{1 - \frac{V_0}{V_m}}$$

上面所求的 α 、 μ 和 η 等值，在实际设计自动武器时都可应用。通常用 η 表示枪口制退器的总效率， α 表示枪口制退器本身的质量和效率，而 μ 则通常在计算自动机时才应用。

步兵自动武器所用枪口制退器的效率，对自由后座最大能量的降低很少超过 60%~70%。提高枪口制退器的效率时通常会引起火药气体对射手或枪座起强烈的作用（使瞄准和射击困难），并引起火药气体对地面的作用（由于火药气体掀起尘土，致使阵地暴露）。

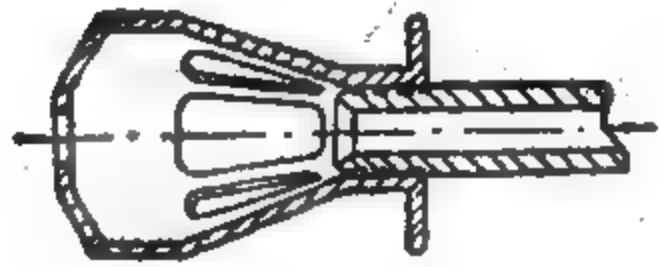


图375 带有护板的枪口制退器。

为了减小火药气体对射手的作用，可采用带有专门护板的枪口制退器（图375）。这种护板可以阻止火药气体朝射手的方向运动，但这样又会降低枪口制退器的效率。

为了减小火药气体对地面的作用，有时只在枪口制退器的上方和左右两侧制作火药气体的喷出孔（图376）。这样做还可以使武器在射击时的颠复力矩得到某些补偿。为了补偿这种颠复力矩，有时将枪口制退器的前壁做成倾斜的（图377）。对于手提式武器而言这种枪口制退器的构造能显著地提高射击时的稳定性，但仍不能消除武器的震动。因为武器的颠复力矩（它的产生是由于

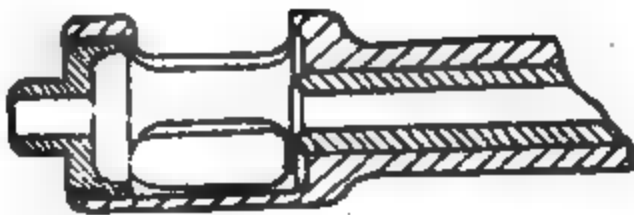


图376 喷气孔不对称的枪口制退器。

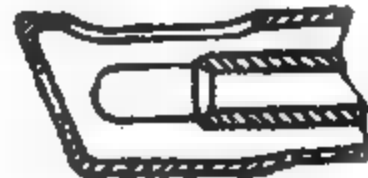


图377 前壁倾斜的枪口制退器。

武器重心不在枪膛轴线上的结果) 主要是在弹丸在膛内运动的时期内起作用, 而稳定力矩 (它的产生是由于枪口制退器上排气孔的位置不对称的结果) 却是在弹丸飞离枪口以后的火药气体后效期内才起作用。

3 枪口罩

枪口罩是用以增大枪管后座式自动机活动部分后座能量的装置。图 378 是枪口罩的构造和作用原理的略图。

有了枪口罩以后, 火药气体在后效期内的自由流出受到了限制, 因而使火药气体流出枪管的时间少许加长, 并且火药气体对枪管前切面的作用亦用以使自动机工作。具有枪口罩时, 为了增大火药气体对枪管前切面的作用, 通常将枪管口部的直径加大, 或装上专门的套筒以增加前切面的面积。图 379 和 380 是两种结构不同的枪口罩 (1910 年式马克沁机枪和 MG-42 式机枪的枪口罩)。



图378 枪口罩的作用略图。

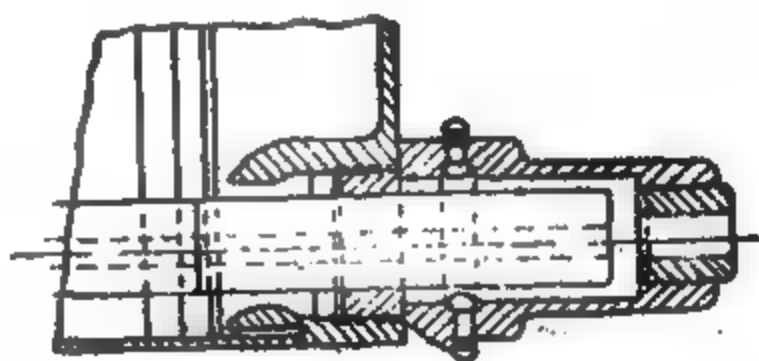


图379 马克沁机枪上枪口罩的结构图。

枪口罩常用在口径不十分大的武器上。通常随着武器口径的增大, 弹丸 (或炮弹) 的相对重量 (对于活动部分而言) 亦随之增加, 利用枪口罩来加强活动部分后座能量的必要性

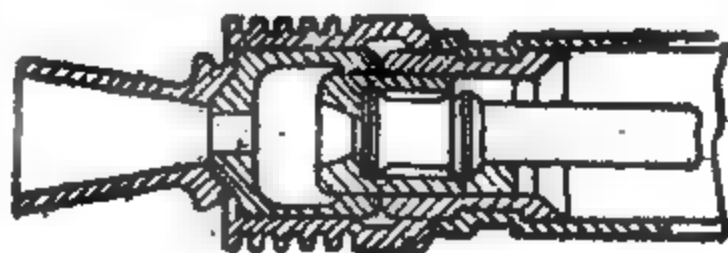


图380 MG-42式机枪的枪口罩。

也就不存在了。

彈丸（或炮彈）的相对重量对后效期末自动机活动部分的速度影响，可以用下列公式表示：

$$V_m = \frac{q}{Q} \left(1 + \beta \frac{\omega}{q} \right) v_0,$$

式中 v_0 ——彈丸初速；

q, ω ——彈丸重量和装药重量；

β ——气体作用系数；

Q ——自动机活动部分的重量；

根据这个公式可以求出活动部分的后座速度。

这公式表明：当 $\omega/q, v_0$ 和 β 等值不变时，自动机活动部分的速度与彈丸（或炮彈）的相对重量（对于自动机活动部分而言）成正比。正如上面所指出的那样，这个相对重量隨口径的增大而增大。

也可以用枪口制退器的特征量来表示枪口罩的作用效率：

在这种情况下， η 值以百分率表明活动部分自由后座能量的放大率。

$$\eta = \frac{E'_m - E_m}{E_m},$$

式中 E_m 和 E'_m ——沒有枪口罩时 (E_m) 和有枪口罩时 (E'_m)，自动机活动部分在后效期末的动能。

枪口罩的 μ 值表示自动机活动部分动量的相对增大。对于枪口罩來說， $\mu > 1$ 。例如对馬克沁机枪的枪口罩， $\mu \approx 2$ 。枪口罩的 μ 值，可以根据求枪口制退器的 μ 的公式来計算。

枪口罩的 α 值与枪口制退器的一样，是枪口罩的结构特征量。它几乎不隨彈道諸元和活动部分的重量（在口径和枪口罩的结构不变时）而变化。

4 减音器和消焰器

减音器和消焰器是用以改进武器的隐蔽性的，其作用原理在于：使火药气体膨胀，由此使气体流出緩慢；或者使气体流过細孔

而人为地妨碍其外流。消焰器通常都做成一个锥形漏斗管，气体在其中膨胀而冷却，使火焰减少（图381）。

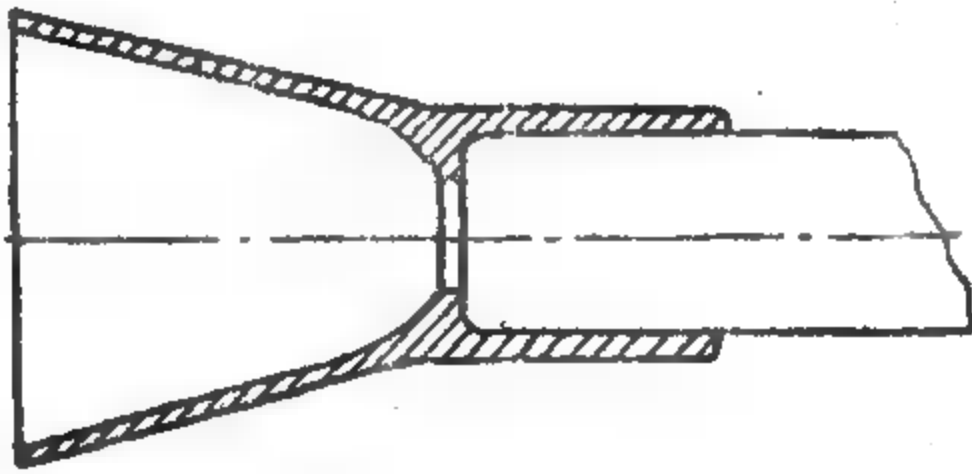


图381 消焰器。

§ 12 自动武器各机构的作用可靠性问题

保证自动机的作用可靠，从而保证自动武器各主要机构可靠地进行工作，具有非常巨大的意义。

自动武器的设计和使用的经验证明，某些自动器虽然具有巨大的射击威力和良好的机动性能，但由于自动机的作用可靠性不能令人满意，因而从军队的装备中淘汰出去。因此，对于自动机作用的可靠性必须予以特别的重视。

自动武器各主要机构的动作可靠性与许多因素有关，其中主要的是各机构结构的完善程度和其工作状况。

构造简单、构件运动平稳、工作面能防御污垢、摩擦力对工作的影响小、武器处于不同状态时各机构的工作稳定、采用适当的材料等，都决定着武器各机构结构的完善程度。

丰富的设计工作经验、利用现有武器结构中较优良的元件，对各机构的工作进行周密的理论和实验研究，都有助于获得完善的结构。

自动武器各机构的工作状况与武器在不同使用条件下（温度、湿度、灰尘、涂油情况等等）的射击频率和火力种类（单

发、连发、短点射或长点射)有关。

而武器的使用条件及火力种类又完全取决于武器的用途和其战斗使用条件。

就战术技术要求方面說，射击频率虽然决定于武器的用途，但在很大程度上，它还要看能否保证自动机工作的可靠性而定。

例如，现在普通口径(7~8毫米)的野战机枪的射击频率在500~700发/分的范围之内。在野战条件下，从机枪战斗应用的观点来看，这种射击频率是最有利的。然而这样的射击频率范围，在很大程度上还是决定于各主要机构的工作可靠性。

当射击频率较低时，自动机活动部分的速度和动能在恶劣的条件下(如蒙上尘土，滑油过浓，射角很大)就将不足以保证各主要机构可靠地进行工作。

但采用较高的射击频率，又可能使自动机工作的可靠性变坏，并使很多机构的结构复杂化。

从保证作用可靠性的观点出发，自动武器各主要机构最有利的工作频率并不一定与武器在战斗使用中最理想的射击频率一致，例如在冲锋枪和自动枪中，就经常碰到这种情况。

为了在射击频率不大的情况下使自动机活动部分保持巨大的速度，有时需要采用特殊的减速装置，使自动机活动部分的运动在某一段时间内受到阻滞。

自动武器各主要机构最好的工作频率，只有在对自动机的工作作了详细的理论和实验研究的基础之上才能作出适当的选择。

关于安装枪口制退器和枪口罩的问题、设计加速机构和选择缓冲簧与复进簧的示性数的问题，亦与选择自动武器各主要机构最好的工作频率的问题有非常紧密的联系。

在设计复进簧和缓冲簧时，主要应该注意使所有的机构都获得良好的作用可靠性，使武器能得到必要的射击频率，并保证重新装填时能够用手压缩复进簧而使武器成待发状态。

对于在自动机基本构件(枪管和枪机)复进过程中进行工

作的机构，为了保证其可靠地进行工作，最好是增加复进簧的内力。因为这样一来，由于零件导向表面状态不同（如润滑油过浓、蒙尘等等）而引起的摩擦力的变动，对自动机的工作就不会有太大的影响了。但是增加复进簧的内力又可能引起自动机活动部分在前方位位置上的猛烈撞击，也可能导致过高的射击频率。同时，增加复进簧的内力还可能使得用手重新装填武器比较困难。

必须指出，装置了缓冲簧后，即使复进簧的内力不大，也能保证自动机各机构工作的高度可靠性。因为在这种情况下，自动机活动部分在复进时可能具有较大的动能储备；这样，摩擦力大小的改变，就同样不会显著地影响自动机的工作。但是，装置缓冲簧后，又会使射击频率过分增大。

口径为7~8毫米的武器所采用的枪机复进簧，在自动机工作时，其内力常在4~10公斤的范围内变化。

在选择自动武器各主要机构的最好工作频率和评价复进簧的示性数时，按照下列公式决定某一机构的工作可靠系数是适当的：

$$\mu = \frac{E_1 \mp A}{E_1 - E_2 \mp A}$$

式中 E_1 ——基本主动构件在机构开始工作时的动能；

E_2 ——基本主动构件在机构工作结束时的动能；

A ——在基本构件运动时（在机构工作时）复进簧所作的功。

A 前面的两种符号与弹簧的两种工作情况相对应；上面的符号（负号）对应于弹簧压缩的情况，下面的符号（正号）对应于弹簧伸张的情况。

上式的分子中包括所研究的机构在工作时可能消耗机械能，在分母中则包括该机构在给定的射击条件下实际消耗的机械能。

无论在实验研究自动机工作还是在理论研究自动机工作时，都可以利用此一公式来比较和评价自动武器各机构的工作可靠性。

在实验研究自动机的工作可靠性时，可以根据上述公式决定在不同条件下（蒙上尘土，滑油过浓，低温和高温等等）进行射击时的可靠程度。

在理论研究时，可以利用此公式来比较摩擦系数不同时，自动机工作的可靠程度。

§13 弹 簧

1 自动武器中常用弹簧的种类

弹簧在自动武器中用得很多。各种不同的复进簧及缓冲簧在自动机工作中起着重要的作用。这两种弹簧的功用是储备机械能量，以便使用以使自动机活动部份恢复到原来位置。同时这些弹簧还可以制动自动机活动部份的运动，以便消除或减轻撞击。除了复进簧和缓冲簧之外，在自动武器中还采用了大量的弹簧，以使各机构中的零件恢复原来的位置（如抓壳钩簧和发射机构中的弹簧）。击发机构中的击针簧有着特殊重要的地位，通常利用它的位能来点燃底火。

在自动武器中，最常见的是圆柱螺旋弹簧。它是由钢丝编制而成的。钢丝的断面有圆形的、方形的和矩形的几种（图382）。这种类型的复进簧通常是在压缩状态下进行工作的，而发射机构中所用的弹簧则有时在扭转状态下进行工作（图383）。

在弹匣中常使用棱柱形螺旋弹簧（图384），在弹盘和弹鼓中，常使用在弯曲状态下进行工作的蜗旋弹簧（图385）。



图382 圆柱螺旋弹簧（在压缩状态下进行工作）。

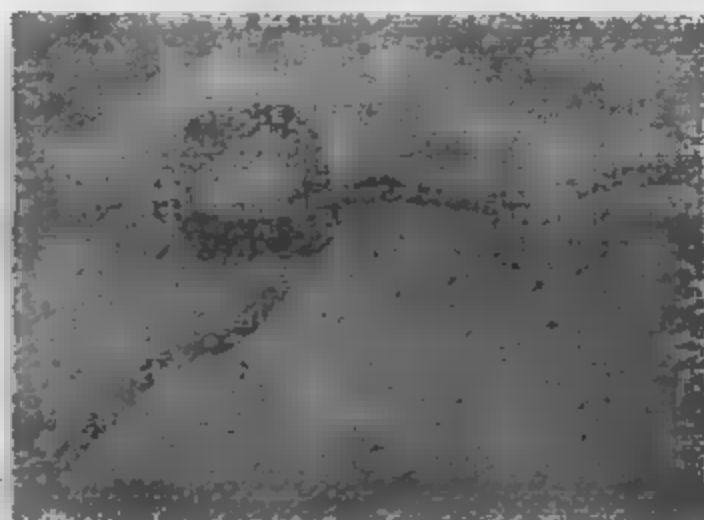


图383 圆柱螺旋弹簧(在扭转状态下进行工作)。

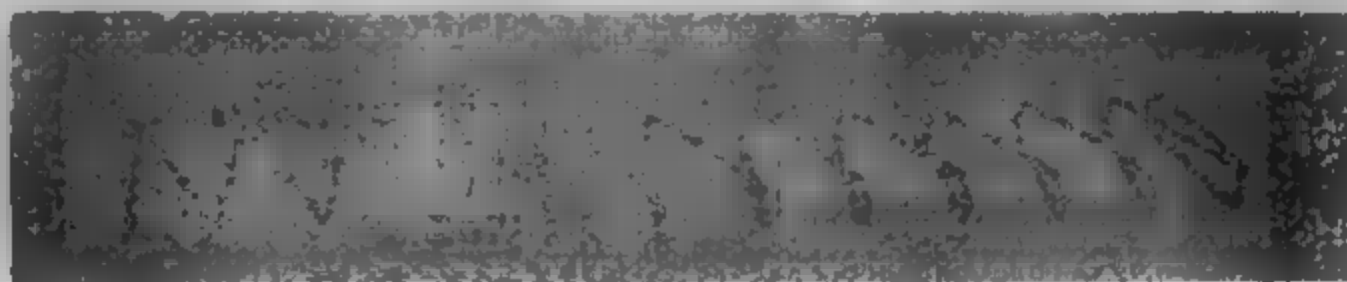


图384 棱柱形螺旋弹簧。



图385 扁簧。

抓壳钩和发射机构常使用在弯曲状态下工作的片状弹簧(图386)。击发机构有时也采用这种弹簧。

在弹匣和击发发射机构中,有时还采用形状复杂的弹簧(图387)。

在缓冲装置中,有时采用环状弹簧(图388)。

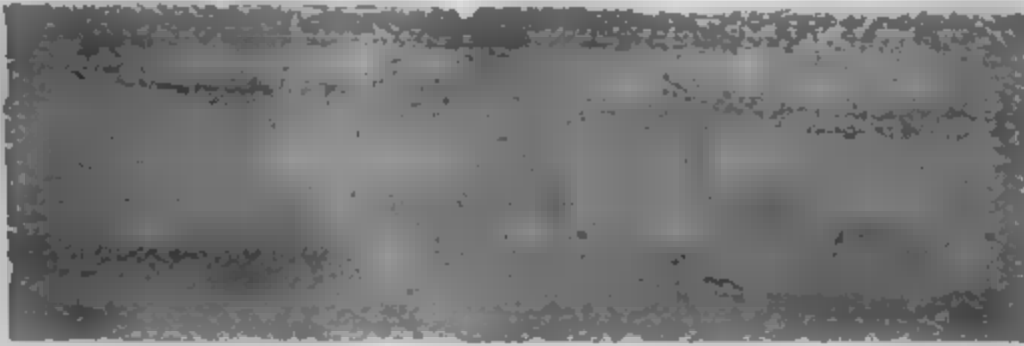


图386 片状弹簧。



图387 形状复杂的弹簧。

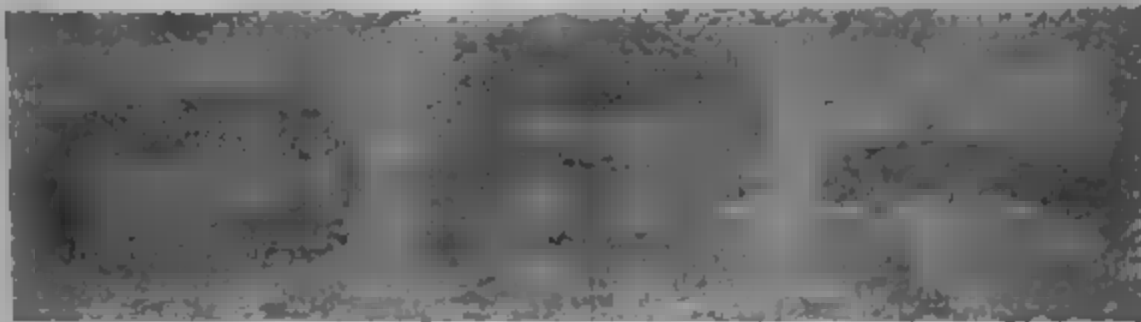


图388 环状弹簧。

自动武器中的弹簧常在动力条件下进行工作，但其变形时间通常都比弹簧圈本身的振动周期大得多，因此，引用适当的安全系数，就可以利用静力方法进行计算。弹簧圈振动的研究曾在第二章中讲过。假定弹簧在静力条件下工作时，也可利用这个研究的結果来估计弹簧的强度。

2 圆柱螺旋弹簧（在压缩状态下工作）

图 389 是圆柱螺旋弹簧的压缩图，它表示弹簧内力 H 与弹簧

压缩量 f 的关系。取此关系 $\Pi = \varphi(f)$ 为线性式，亦将有足够的精度。

如果弹簧的预压量为 f_0 ，在工作时再压缩 λ 的长度，如果用 Π_0 和 Π_1 分别表示相应于弹簧压缩量为 f_0 和 $f_1 = f_0 + \lambda$ 时的压缩内力，则弹簧在压缩一个 λ 的长度时所积蓄的势能为：

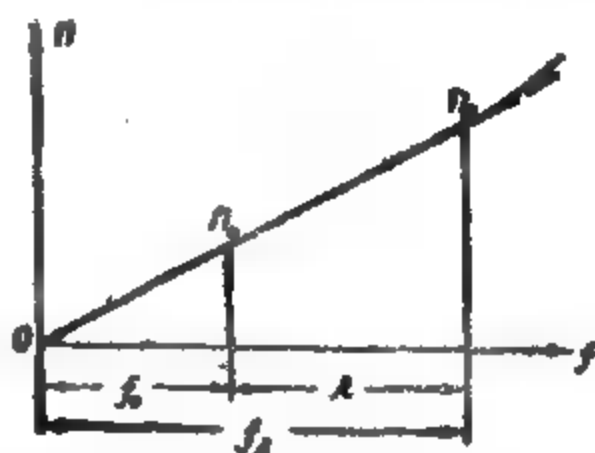


图389 弹簧压缩图。

$$U = \frac{\Pi_0 + \Pi_1}{2} \lambda = \frac{\Pi_0 + \Pi_1}{2} (f_1 - f_0)。$$

弹簧最主要的特征数是弹簧的刚度 η 。此特征数等于弹簧内力 Π 和与之相应的压缩量 f 之比：

$$\eta = \frac{\Pi}{f}。$$

利用弹簧刚度 η ，便可用下列公式表示弹簧的压缩内力 Π_0 和 Π_1 ：

$$\Pi_0 = \eta f_0, \quad \Pi_1 = \eta f_1。$$

因此，

$$U = \eta \frac{f_1^2 - f_0^2}{2}。$$

下表列出计算圆柱螺旋弹簧的基本公式，它是根据材料力学中已知的关系式求出的。在此表中：

D ——弹簧平均直径；




n ——弹簧的工作圈数；

G ——抗切弹性系数（对于直径 $d < 2.5$ 毫米的钢琴金属丝， $G = 8,400$ 公斤/毫米²）；

R_s ——许用应力（对于用钢琴金属丝制成并经过压缩的弹簧， $R_s = 100$ 公斤/毫米² 乃至更大些）；

ξ 和 Δ ——可根据 $\frac{f}{f_0}$ 由下页附表查出的两个系数。

圆柱形螺旋弹簧计算公式表

弹簧钢丝横截面形状	弹簧钢丝横截面上的最大应力 τ (公斤/毫米 ²)	弹簧的最大圈数内力 Π_{max} (公斤)	弹簧压缩量 f (毫米)
	$\tau_0 = \frac{8\Pi D}{\pi d^3}$ $\tau_0 = 2.55 \frac{\Pi D}{d^3}$	$\Pi_{max} = \frac{\pi d^3}{8D} R_s$ $\Pi_{max} = 0.392 \frac{d^3}{D} R_s$	$f = \frac{8\Pi D^3}{Gd^4}$ $f = \frac{\pi D^3 \tau_0}{Gd}$
	$\tau_0 = \frac{\Pi D}{0.416a^3}$ $\tau_0 = 2.4 \frac{\Pi D}{a^3}$	$\Pi_{max} = 0.416 \frac{a^3}{D} R_s$	$f = 5.59 \frac{\Pi D^3}{Gd^4}$ $f = 2.82 \frac{D^3 \tau_0}{Gd}$
	$\tau_0 = \frac{\Pi D}{a^3}$	$\Pi_{max} = \frac{1}{8} \cdot \frac{a^3}{D} R_s$	$f = \frac{\Delta \Pi D^3}{Gd^4}$ $f = \frac{\Delta}{8} \cdot \frac{D^3 \tau_0}{Gd}$

附表

$\frac{D}{d}$	1	1.5	1.75	2	2.5	3	4	6	10
τ_s	2.40	1.44	1.20	1.02	0.77	0.62	0.44	0.33	0.16
Δ	5.57	2.67	2.09	1.71	1.26	0.80	0.70	0.44	0.25

设计弹簧圈横截面为圆断面的圆柱螺旋弹簧时，应按下列公式进行计算：

弹簧的总圈数 $n_s = n + (1.5 \sim 2)$ ；

弹簧在自由状态时的高度

$$H = nd + (1.5 \sim 2)d + en + f_1,$$

式中 e 是当弹簧压缩到 $f_1 = f_0 + \lambda$ 时，各簧圈之间的间隙。

各簧圈之间的间隙 $\bullet e = \frac{f_1}{4n}$ (弹簧压缩量为 f_1 时)。

● 为了减小弹簧在压缩状态下的外形尺寸，在自动武器的弹簧中，此间隙经常取得很小。

彈簧鋼絲的長度 $L = \frac{\pi D n_{II}}{\cos \alpha}$,

式中 α ——彈簧螺旋線的纏角。

彈簧平均半徑與彈簧金屬絲直徑之比 $\frac{r}{d} > 2.5$ 。

彈簧預壓量 $f_0 \approx \frac{\lambda}{2}$ 。

在自由狀態下的彈簧圈距 $h = \frac{H}{n}$ 。

上述計算彈簧的公式是近似的，因為在推導這些公式時沒有考慮彈簧圈的纏角和彈簧變形時材料的複雜受力情況。

因此，不能期望按照這些公式計算的結果與實驗結果完全一致。但是在普通工程計算中也不必要應用更精確的公式，因為即使採用很精確的公式，在某些情況下計算與實驗的結果也會經常有些出入。這是由於彈簧尺寸的誤差、材料的性質不均勻等等原因所造成的。

茲舉一個計算圓鋼絲制成的圓柱螺旋彈簧的實例。

設已知：

在全部工作壓縮量中彈簧變形的勢能為 $U = 1$ 公斤·米。

彈簧的工作壓縮量為 $\lambda = 100$ 毫米。

彈簧導管的直徑為 $D_r = 16$ 毫米。

解：

給定預壓量

$$f_0 = \frac{\lambda}{2} = 50 \text{ 毫米。}$$

這時，彈簧的預壓力為

$$H_0 = \frac{1}{3} H_{\lambda}$$

因為

$$H_0 = \eta f_0,$$

而

$$H_{\lambda} = \eta f_{\lambda} = \eta (f_0 + \lambda) = 3\eta f_0.$$

利用求 U 的公式，可求出 H_{λ} ：

$$U = \frac{H_0 + H_{\lambda}}{2} \lambda = \frac{2}{3} H_{\lambda} \lambda$$

于是得：

$$H_{\lambda} = \frac{3}{\lambda} U = 15 \text{ 公斤。}$$

取 $R_s = 85 \text{ 公斤/毫米}^2$, $D = 13 \text{ 毫米}$, 利用下式可以求出彈簧金屬絲的直徑

$$\Pi_1 = 0.392 \frac{d^3}{D} R_s$$

由此得 $d = \sqrt[3]{\frac{\Pi_1 D}{0.392 R_s}} = 1.8 \text{ 毫米}$ 。

如果所求得的金屬絲直徑不合乎標準, 則要把它增大至標準尺寸, 並重新計算應力。

按照下式算出彈簧的工作圈數,

$$f_1 = \frac{\pi D^3 n R_s}{G d}, \text{ 由此得 } n = \frac{f_1 G d}{\pi R_s D^3}$$

當 $G = 8400 \text{ 公斤/毫米}^2$ 時, $n = 50.5 \text{ 圈}$ 。

確定彈簧的總圈數 n_n , 彈簧高度 H , 彈簧各圈之間的間隙 e 和彈簧圈距 h :

$$n_n = 50.5 + 1.5 = 52 \text{ 圈};$$

$$H = n d + 1.5 d + e n + f_1 \approx 285 \text{ 毫米};$$

$$e = \frac{f_1}{4n} = 0.72 \text{ 毫米}; \quad h = \frac{H}{n} = 5.6 \text{ 毫米}。$$

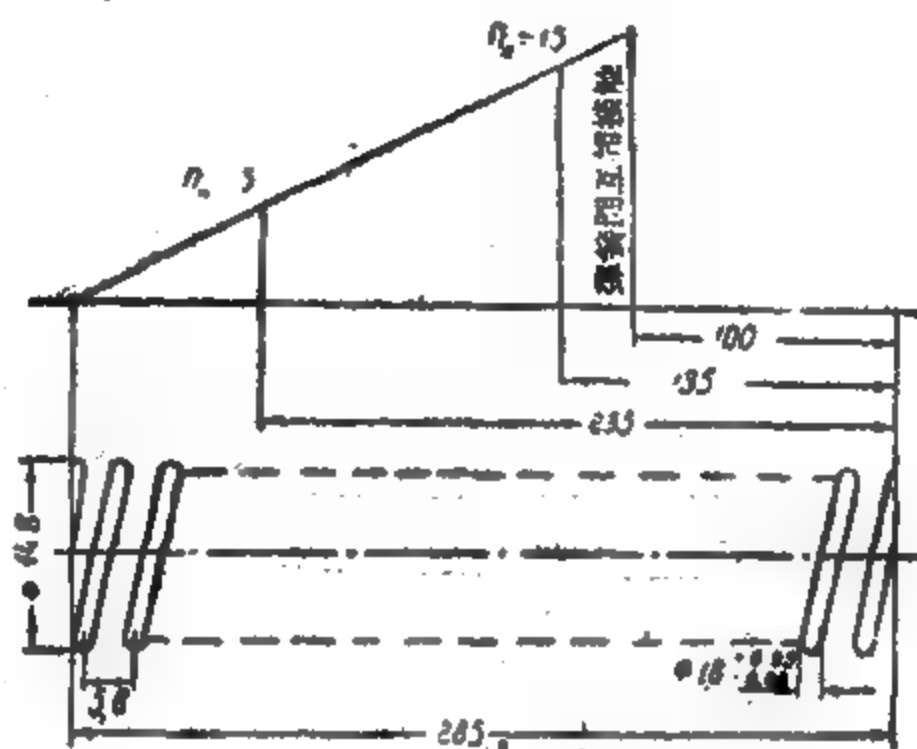
彈簧的計算結果如圖390所示。

計算圓柱螺旋彈簧時, 也可應用圖算法。

圖391上的算圖有 $\frac{f_1}{d}$; D ; d ; Π_1 等四個標尺, 並且 d 和 $\frac{f_1}{d}$ 的刻分是對兩個容許應力值 $\tau_s = R_s = 90 \text{ 公斤/毫米}^2$, $\tau_s = R_s = 85 \text{ 公斤/毫米}^2$ 計算出來的。利用此算圖, 在上述四個量中任意給定兩個量, 便可求出其餘兩個量。

例如, 如果給定了彈簧的平均直徑為 $D = 13 \text{ 毫米}$, 彈簧最大壓縮內力為 $\Pi_1 = 15 \text{ 公斤}$, 只要在算圖中通過 Π_1 和 D 這兩個標尺上的給定點作一直線, 與 $\frac{f_1}{d}$ 和 d 兩標尺相交, 其交點就將直接給出所求的數值。當 $R_s = 85 \text{ 公斤/毫米}^2$ 時, 得 $d = 1.8 \text{ 毫米}$, $\frac{f_1}{d} = 3$, 因而當 $f_1 = 150 \text{ 毫米}$ 時可得 $n = \frac{f_1}{3} = 50 \text{ 圈}$ 。

由圓斷面的金屬絲制成的圓柱螺旋彈簧在自動武器中應用很廣。這種彈簧經常用作復進簧和齒針簧。



弹簧种类

圆柱螺旋弹簧

弹簧工作圈数

$n = 50.5$

总圈数

$n_s = 52$

最大剪应力

$R_s = 85 \text{ 公斤/毫米}^2$

抗切弹性系数

$G = 8400 \text{ 公斤/毫米}^2$

弹簧套管外径(压缩至 n_s 时)

$D_s = 15 \text{ 毫米}$

弹簧钢丝长

$L = 2150 \text{ 毫米}$

图390 弹簧计算结果。

■ 动武器的缓冲簧一般都是方形断面和矩形断面的圆柱螺旋弹簧。

簧圈的断面为方形或矩形的圆柱螺旋弹簧，在工作能力相同的条件下，其重量要比圆形断面的圆柱弹簧为大（大60~90%）。但是当整个弹簧的外廓尺寸不变时，这种弹簧能承受更大的负荷。这一点可以从 n_s 的公式中看出（当 $d = a$ 时，簧圈的断面为方形的弹簧，比圆形断面的弹簧能多承受6%的负荷）。

3 多股圆柱螺旋弹簧

为了提高复进簧的寿命，常用钢绳去做复进簧，这种钢绳是由几根钢丝绕成的（图392）。这种弹簧的压缩图如图393所示。从

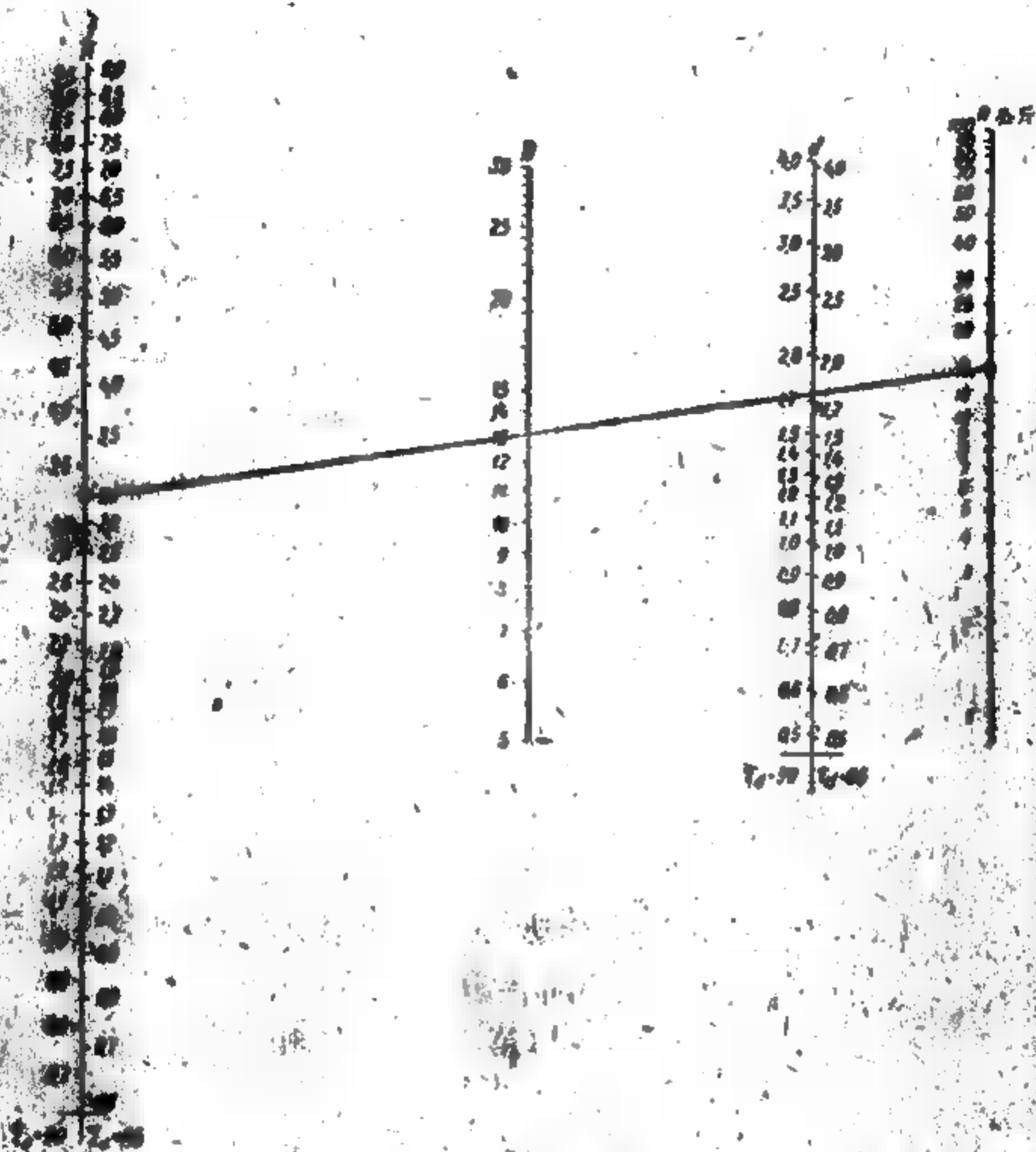


图391 弹簧的算图。

图可以看出，弹簧压缩力与压缩量的关系为一折线。在多股弹簧的某一个压缩段上，弹簧各股没有紧贴在一起；经过一段压缩以后，各股才互相紧贴，这时弹簧的刚度将骤然增加。

在自动武器中，装配好的弹簧通常都有一定的预压。■此，这些弹簧仅在压缩图解的第二段上进行工作，而且压缩力 F 和压缩量 x 之间成线性关系。

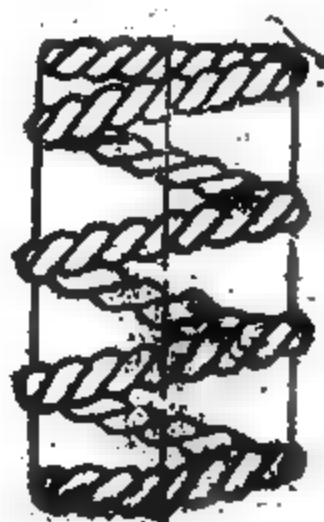


图892 多股弹簧。



图893 多股弹簧的压缩。

多股弹簧最大的特点是消耗很多的机械能量，用以克服弹簧变形时各股之间的摩擦力所作的功。因此，多股弹簧在伸张时所作的功 A_p 要比它在压缩时所吸收的功 A_c 小得多。

这两个功的比值主要取决于弹簧的股数、弹簧刚度和在弹簧作用下运动的零件的质量。对于多股复进簧来讲，可以近似地取：

$$\frac{A_p}{A_c} = 0.25 M_{np}^{0.14} \eta^{0.23},$$

式中 A_p ——多股弹簧伸张时所作的功；

A_c ——压缩多股弹簧时所消耗的功；

M_{np} ——在弹簧作用下运动的零件的质量 M 与弹簧质量 m 的换算值之和 ($M_{np} = M + \frac{1}{3}m$)；

η ——弹簧各股紧贴后（第二段上）的刚度；

i ——弹簧股数。

因为弹簧在压缩和伸张时的工作行程 λ 不变，故可以认为功 $\frac{A_p}{A_c}$ 之比等于压缩力 $\frac{P_p}{P_c}$ 和刚度 $\frac{\eta_p}{\eta_c}$ 之比。

$$\frac{A_p}{A_c} = \frac{\eta_p}{\eta_c} = \frac{P_p}{P_c} = 0.25 M_{np}^{0.14} \eta^{0.23}.$$

利用此公式，根据多股弹簧在压缩时所需加上的力 P_c ，便可以求出它在伸张时所能产生的力 P_p 。

计算没有中心股的多股弹簧时，将最大压缩力均分至弹簧的每一股上，同时考虑到弹簧各股之间所产生的摩擦力的影响，就可以用计算单股弹簧的公式来计算弹簧中每一股钢丝的强度：

$$\frac{H_{\max}}{ki} = 0.392 \frac{d^3}{D} R_s, \quad \} = \frac{8 \Pi D^3 n}{G i k d^4}$$

式中: d ——鋼繩中每股鋼絲的直徑;

D ——彈簧平均直徑;

i ——鋼繩中鋼絲的股數;

R_s ——許用剪应力;

k ——考慮彈簧各股之間摩擦力的影响的係數;

n ——彈簧圈數;

G ——抗切彈性係數。

如果利用前例的數據, 當 $i = 3$ 和 $k = 1.2$ 時, 可得,

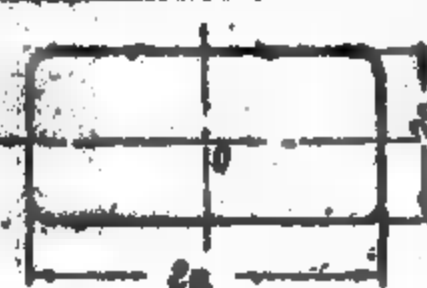

$$d = \sqrt[3]{\frac{\Pi D}{k i R_s 0.392}} = 1.18 \text{ 毫米} \approx 1.2 \text{ 毫米},$$

$$n = \frac{f_1 G i k d^4}{8 \Pi D^3} = 34。$$

可以看出, 在這種情況下彈簧圈的數目比前例(單股彈簧)中所求的彈簧圈數要少得多。

4 被柱形螺旋彈簧

計算由圓形斷面的鋼絲(鋼絲直徑為 d) 所繞成的被柱形螺旋彈簧的公式列表如下:




彈 簧 形 狀	壓 縮 量	彈簧最大壓縮力
	$f = \frac{27.2 \Pi n}{E d^4} \times ((a^3 + c^3) + 3.7 a c (a + c))$	
	$f = \frac{13.6 \Pi n}{E d^4} \times ((m^3 + a^3 + c^3 + b^3) + 3.7 (a^2 (b + c) + h^2 (m + n)))$	$H_{\max} = \frac{\pi d^3}{32 \sqrt{a^2 + c^2}} R_s$

这些公式中所含的力 H 垂直于图面（平行于弹簧轴），并作用在 O 点上。

R_s ——许用拉伸应力（ $R_s \approx 2R_t$ ）。

5 扭转圆柱螺旋弹簧

计算扭转圆柱螺旋弹簧的公式列于下表：

弹簧圈的横断面形状	最大容许力矩 $M_m = \frac{F_H l}{k}$ (公斤·厘米)	负荷为 M_m 时，弹簧 两端间的相对扭转角 φ_m (弧度)
	$M_m = \frac{\pi d^3 R_s}{32 k}$	$\varphi_m = \frac{2l R_s}{k d E}$
	$M_m = \frac{a^3 R_s}{6 k}$	$\varphi_m = \frac{2l R_s}{k a E}$
	$M_m = \frac{a b^2 R_s}{6 k}$	$\varphi_m = \frac{2l R_s}{k b E}$

在此表中：

R_A ——许用弯曲应力；

l ——弹簧金属丝长度；

k ——系数，取决于弹簧平均直径 D 与金属直径 d 之比值或

a 与 b 的尺寸 ($k \approx 1.1$)。

为了确定扭转弹簧的簧圈数目, 可利用等式 $l = \pi D n$ 。

例:

给定: $D = 10$ 毫米; $M_m = 9$ 公斤·毫米; $\varphi_m = \frac{3}{4} \pi$;

$$R_s = 100 \text{ 公斤/毫米}^2$$

求由圆形断面的金属丝绕成的弹簧的尺寸。

解:

1) 利用公式

$$M_m = \frac{\pi d^3 R_s}{32 k} \quad (\text{当 } k = 1.1 \text{ 时}),$$

求 d

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_m k}{R_s \pi}} \approx 1 \text{ 毫米}。$$

2) 利用公式



图394 螺旋弹簧。

$$\varphi_m = \frac{2 l R_s}{k d E} \text{ 和 } l = \pi D n,$$

求 n (当 $E = 2.1 \cdot 10^4$ 公斤/毫米² 时),

$$n = \frac{\varphi_m k d E}{2 \pi D R_s} = 87 \text{ 圈}。$$

利用上述计算扭转圆柱螺旋弹簧的公式, 还可以计算螺旋弹簧。按照这些公式计算螺旋弹簧时, 当 $n > 4$ 时, 可取

$$l = \pi n r \text{ 和 } k = 1,$$

式中 r 是弹簧螺旋线的最大半径 (图394)。

例:

假使弹簧为已知 ($l = 1000$ 毫米; $a = 10$ 毫米; $b = 1$ 毫米)。

当 $R_s = 100$ 公斤/毫米² 时, 试求 M_m 和 φ_m 。

$$M_m = \frac{a b^2 R_s}{6} = 16.7 \text{ 公斤·厘米},$$

$$\varphi_m = \frac{2 l R_s}{b E} = 9.5 \approx 3 \pi。$$

如果已知弹簧的最大半径为 $r = 50$ 毫米, 则弹簧的圈数为:

$$n = \frac{l}{\pi r} \approx 6.5 \text{ 圈}$$

6 彈簧尺寸的公差

下表列出鋼絲的標準直徑和鋼絲直徑的尺寸公差（按照一級精度）：

金屬絲直徑(毫米)	公 差(毫米)
0.3; 0.4; 0.45; 0.5; 0.55	+0.02 -0.01
0.6; 0.7; 0.8; 0.9	+0.03 -0.01
1.0; 1.2	+0.03 -0.02
1.4; 1.6; 1.8	+0.04 -0.02
2.0; 2.3; 2.6; 3.0	+0.05 -0.02
3.2; 3.5; 4.0; 4.5	+0.07 -0.03
5.0; 6.0	+0.08 -0.03

彈簧平均直徑的公差和未壓縮時彈簧長度的公差均為 $\pm 2\%$ ，彈簧圈數目的公差為 $\pm 5\%$ 。

彈簧尺寸公差對彈簧的工作能力和工作時所產生的應力都有十分顯著的影响。

為了評定圓斷面的圓柱螺旋彈簧的公差對其工作能力的影響，可以利用計算彈簧功的公式進行：

$$A = \frac{H_0 + H_\lambda}{2} \lambda,$$

式中 H_0 和 H_λ ——彈簧預壓內力和完全壓縮時的工作內力；

$\lambda = f_\lambda - f_0$ ——彈簧工作行程。

對此表达式取對數並進行微分後，得：

$$\frac{dA}{A} = \frac{d(H_0 + H_\lambda)}{H_0 + H_\lambda} + \frac{d\lambda}{\lambda},$$

或換成微增量，上式可寫為：

$$\frac{\Delta A}{A} = \frac{\Delta(\Pi_0 + \Pi_1)}{\Pi_0 + \Pi_1} + \frac{\Delta \lambda}{\lambda}。$$

利用下列計算彈簧的公式

$$\Pi_0 = \frac{Gd^4}{8D^3n} f_0, \quad \Pi_1 = \frac{Gd^4}{8D^3n} f_1,$$

$$\Pi_0 + \Pi_1 = \frac{Gd^4}{8D^3n} (f_0 + f_1)。$$

對此公式同樣可以求得：

$$\frac{\Delta(\Pi_0 + \Pi_1)}{\Pi_0 + \Pi_1} = \frac{\Delta G}{G} + 4 \frac{\Delta d}{d} + \frac{\Delta(f_0 + f_1)}{f_0 + f_1} - 3 \frac{\Delta D}{D} - \frac{\Delta n}{n}。$$

彈簧工作行程 λ 不變時，壓縮量 f_0 和 f_1 的偏差量可以只根據彈簧高度 H （自由狀態時）的偏差量決定之。

由此得： $\Delta f_0 = \Delta f_1 = \Delta H。$

因此

$$\frac{\Delta(f_0 + f_1)}{f_0 + f_1} = \frac{\Delta H}{H} \cdot \frac{2H}{f_0 + f_1}。$$

考慮到名義尺寸偏差量的符號時，求彈簧功的相對變化的公式，繼後可寫成如下形式：

$$\pm \frac{\Delta A}{A} = \pm \frac{\Delta G}{G} + 4 \frac{\pm \Delta d}{d} + \frac{\pm \Delta H}{H} \cdot \frac{2H}{f_0 + f_1} - 3 \frac{\mp \Delta D}{D} - \frac{\mp \Delta n}{n}。$$

根據這個公式計算上偏差 $\frac{+\Delta A}{A}$ 時，式中各項均應取上面的符號；反之，在計算下偏差 $\frac{-\Delta A}{A}$ 時，應取下面的符號。

例如，設已知下列數據：

$$d = 1_{-0.01}^{+0.03}; \quad D = 5_{-0.1}; \quad H = 40_{-0.5}; \quad n = 16^{+1}; \quad \lambda = 20;$$

$$f_0 = 10; \quad f_1 = 30; \quad G = \text{常量};$$

試求彈簧工作能力的極限可能相對偏差。

上偏差

$$\frac{+\Delta A}{A} = 4 \frac{+\Delta d}{d} - 3 \frac{-\Delta D}{D},$$

$$\frac{+\Delta A}{A} = 4 \times 0.03 + 3 \times \frac{0.1}{5} = 0.18。$$

下偏差

$$\frac{-\Delta A}{A} = + 4 \frac{-\Delta d}{d} + \frac{-\Delta H}{H} \cdot \frac{2H}{f_0 + f_1} - \frac{+\Delta n}{n},$$

$$\frac{-\Delta A}{A} = - 4 \times 0.02 - \frac{0.5}{40} \times \frac{80}{40} - \frac{1}{16} = - 0.168。$$

評價所求得的结果時，必須考慮到所得的是彈簧工作能力的

极限偏差。实际上可以预料，这些偏差是非常小的。

7 片状弹簧

计算片状弹簧时可以利用弯曲理论公式。

从材料力学中知道，对于一端固定的变断面（宽度变化）扁平梁来说（图 395），其挠度 f 和最大负荷 Π_m 的关系可用下式表示之：

$$f = \frac{12\Pi_m^3}{Eh^3a} N, \quad \Pi_m = \frac{ah^2}{6L} R_b,$$

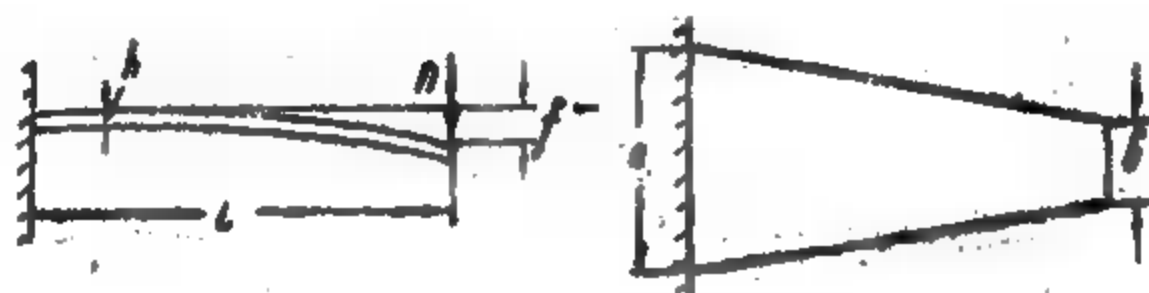


图395 宽度变化的悬臂梁的弯曲。

式中 L, h, a ——弹簧尺寸(图395)；

E ——弹性系数；

R_b ——许用弯曲应力；

N ——决定于比值 $\frac{b}{a}$ 的系数，其值如下表所示：

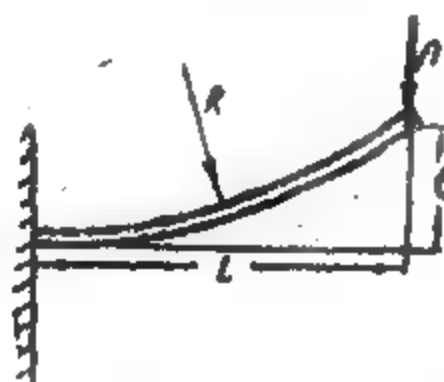


图396 曲线梁的弯曲。



图397 抓壳钩受力图。



$\frac{b}{a}$		0.1	0.2	0.333	0.5	0.8	1.0
N	0.5	0.163	0.438	0.417	0.386	0.340	0.333

如果片状弹簧的宽度不变 ($\frac{b}{a} = 1$), 则 $N = \frac{1}{3}$; 而

$$f = \frac{4\pi L^3}{E k^3 a}, \quad \Pi_m = \frac{a k^3}{6L} R_{b0}$$

计算弯曲的片状弹簧时 (图 396), 如果 $\frac{L}{c} > 2$, 也可以应用这些公式。

计算抓壳钩 (图 397) 时, 可以利用下表所列计算公式。

弹簧略图	载荷	挠曲量
	$\Pi = \frac{R_b W}{c}$	$f = \frac{\Pi}{EI} \frac{(1+c)c^2}{3}$
	$\Pi = \frac{R_b W}{c}$	$f = k_1 \frac{\Pi}{EI} \frac{(1+c)^3}{3}$ $k_1 = -\frac{3}{2} \frac{1}{1+c} + \frac{12}{2(1+c)^3} + 1$

表中 W —— 断面系数;
 I —— 断面的转动惯量。

● 复杂弹簧

计算复杂弹簧时, 可以把弹簧分成几个独立的简单部分, 然后利用上述有关公式进行计算。

例如弹匣所用的复杂的片状弹簧 (图 398), 可以用图 399 所示的略图来代替。这个理想化的略图是由许多简单单元组成的 (图 400)。对图 400 所示的每个简单单元, 都可用下列公式进行计算:

$$f = \frac{4\pi L^3}{E k^3 a}, \quad \Pi_m = \frac{a k^3}{6L} R_{b0}$$

因为弹簧上的每个支片都是由两个这样的单元组成的, 所以对于有 n 个支片的弹簧来讲,

$$f_0 = \frac{8\pi L^3}{E k^3 a} \circ$$

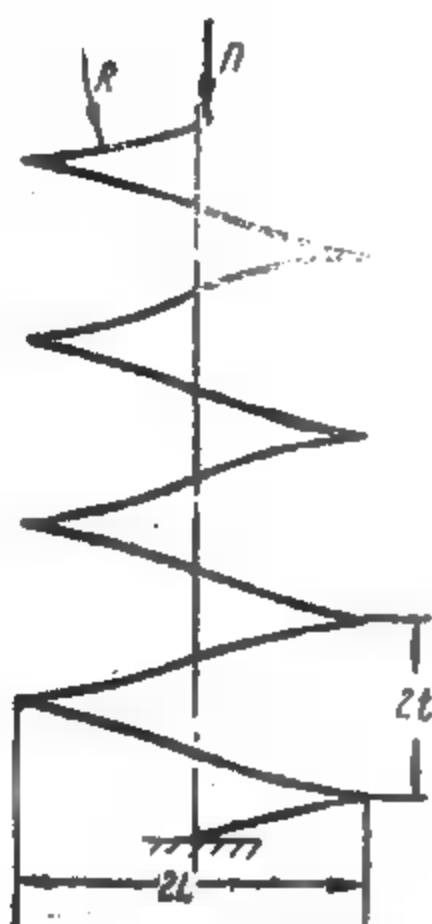


图398 彈匣用的复杂片状彈簧。

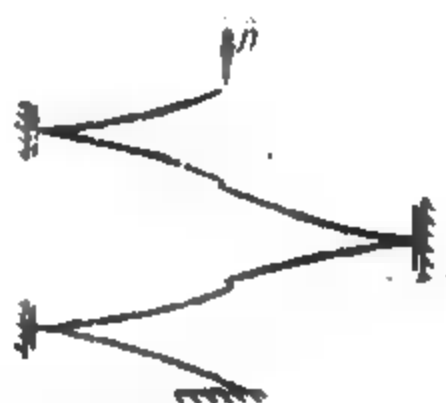


图399 复杂片状彈簧的理想化略图。



图400 复杂片状彈簧的組成单元。

設計这类彈簧时，通常要确定簧片的厚度 h 和支片的数目 n 。

例如，如果已知 $f_{n\lambda} = 100$ 毫米； $H_{\lambda} = 3$ 公斤；

$h = 1$ 毫米； $a = 1$ 厘米； $R_{\lambda} = 100$ 公斤/毫米²； $L = 50$ 毫米。

則

$$h = \sqrt{\frac{6f_{n\lambda}L}{aR_{\lambda}}} \approx 1 \text{ 毫米,}$$

$$n = \frac{f_{n\lambda}Eh^3}{8f_{n\lambda}L^3} \approx 7 \text{ 片。}$$

图 401 是一个圆断面的复杂彈簧。这种彈簧常用在发射机构中。

这种彈簧的基本部分是在扭轉状态下工作的，其伸出支杆則在弯曲状态下工作。

这种彈簧的容許負荷可以用下述公式求出。

$$H_m = R_{\lambda} \frac{\pi d^3}{32 l^2}$$

式中 d ——彈簧金屬絲的直徑；

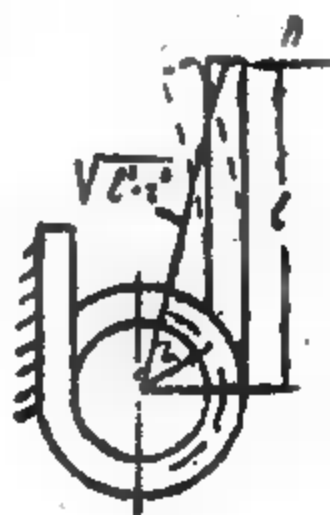


图401 复杂彈簧。

R_s ——許用弯曲应力。

支杆 l 部分的挠度为:

$$f = \frac{\pi l^3}{3EI}, \text{ 式中 } I = \frac{\pi d^4}{32}.$$

彈簧螺旋部分的扭轉角为:

$$\varphi = \frac{ML}{EI},$$

式中 L ——彈簧螺旋部分的金属絲长度。

彈簧螺旋部分扭轉时, 支杆末端的位移为:

$$f_\varphi = \sqrt{r^2 + r^2} \cdot \varphi.$$

支杆末端的总位移为

$$f_t = f + f_\varphi.$$

9 环状彈簧

环状彈簧由內鋼环和外鋼环組成, 內外鋼环用錐形表面相互叠合起来(图402)。

由于軸向負荷的作用, 在各环的錐形接触表面上将产生很大的压力, 在这种压力的作用下, 外环将被服大而內环被压缩。这时, 內环就向外环内部移动。因此, 由一套鋼环組成的整个彈簧, 在受压时其长度必然縮短。

在这样的彈簧中, 各环的錐角 β 做得比摩擦角大些。因此, 当減去彈簧上的負荷时, 各环內部的弹性力能克服各环表面間的摩擦阻力而使其恢复原来尺寸。

环状彈簧变形时, 外負荷为各环的弹性力和摩擦力所平衡。

因为这种彈簧在压缩和伸張时

改变摩擦力的方向, 所以外負荷的大小也将发生很大的变化。

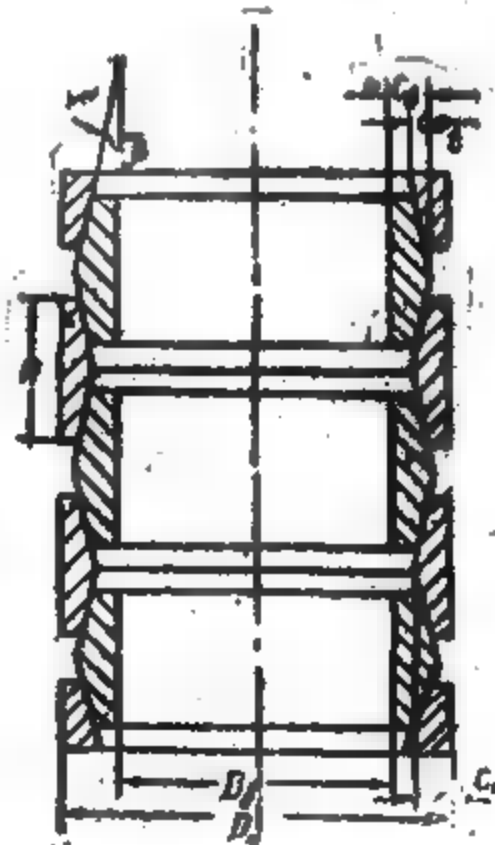


图402 环状彈簧。

图 403 表示彈簧壓縮和伸張時彈簧所受外負荷隨彈簧壓縮量而變化的關係。

環狀彈簧受負荷時，外力 H 與壓縮量幾乎成線性函數增長。減去環狀彈簧上的負荷時，負荷的減小最初不會引起壓縮量的變化。在此期間內，彈簧圈內的彈力和各環的錐形表面之間的摩擦力相平衡。當外負荷繼續減小時，彈簧內的彈力開始克服摩擦力，彈簧開始恢復自己原來的尺寸。

■ OAB 的面積（圖 403）表示轉變為熱能的摩擦功。也表示彈簧變形時的機械能量總損失。根據彈簧錐形表面的狀態不同，環狀彈簧變形時將損失 60~70% 的機械能。



圖 403 環狀彈簧的壓縮和伸張圖。

由於環狀彈簧的緩衝能力很高，在需要大量吸收機械能量而不返回給自動機的武器上，常用它做緩衝簧。在自動武器中，有時把環狀彈簧與摩擦緩衝器配合起來使用。這種緩衝器由一些內環和開口外環組成。由於這些開口環的作用，在這開口環的圓柱表面和彈簧套筒的圓柱表面之間將產生很大的摩擦力。

環狀彈簧的工作能力可以用下列比例關係表示：

$$\frac{A_p}{A_c},$$

式中 A_c 和 A_p 表示在壓縮量為 l 時，外力 H 在壓縮時 (A_c) 和伸張時 (A_p) 所作的功。

表示環狀彈簧工作能力的比值 $\frac{A_p}{A_c}$ 可以用鋼環的圓錐角和摩擦係數表示之。

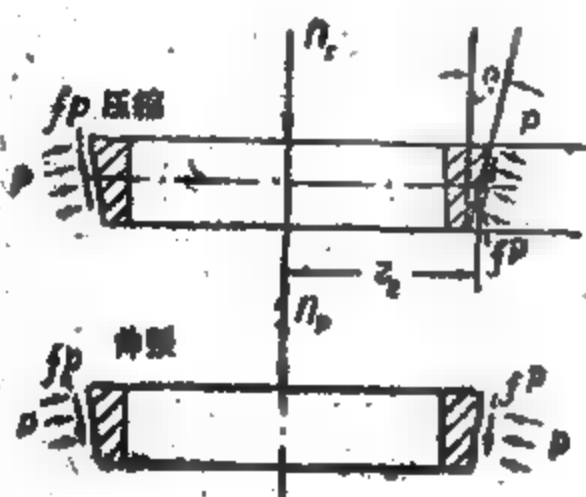


图404 弹簧压缩和伸张时每一半环上力的作用图。

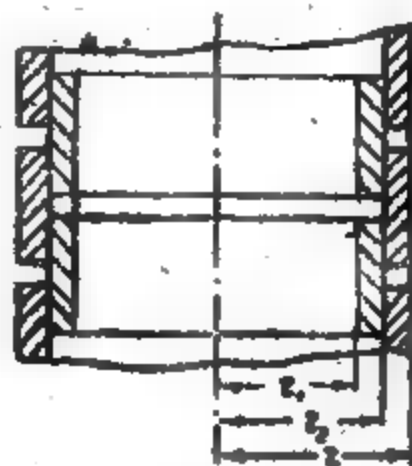


图405 理想化了的弹簧图。

在弹簧压缩和伸张时，每一半环（图404）的平衡条件式，可写成如下形式：

$$\Pi_c = P (\sin \beta + f \cos \beta) F,$$

$$\Pi_p = P (\sin \beta - f \cos \beta) F,$$

式中 F ——两个钢环的接触面积；
 f ——摩擦系数；
 β ——钢环的圆锥角；
 P ——锥形表面上的法向压力。

在弹簧压缩和伸张时，外力的功可以用下式表示：

$$A_c = \frac{1}{2} \Pi_c f,$$

$$A_p = \frac{1}{2} \Pi_p f.$$

因而，弹簧的工作能力可以写为：

$$\frac{A_p}{A_c} = \frac{\Pi_p}{\Pi_c}.$$

把求 Π_p 和 Π_c 的表达式代入上式，得：

$$\frac{A_p}{A_c} = \frac{\sin \beta - f \cos \beta}{\sin \beta + f \cos \beta}.$$

这一等式可以写为：

$$\frac{A_p}{A_c} = \frac{\tan \beta - f}{\tan \beta + f} = \frac{\sin(\beta - \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)},$$

式中 φ 为摩擦角 ($\operatorname{tg} \varphi = f$)。

若取 $\beta = 15^\circ$ 和 $f = 0.1$, 则

$$\frac{A_p}{A_0} = 0.46,$$

当 $\beta = 15^\circ$, $f = 0.15$ 时,

$$\frac{A_p}{A_0} = 0.25。$$

平均 (当 $f = 0.125$ 时) 可取

$$\frac{A_p}{A_0} \approx \frac{1}{3}。$$

弹簧环的强度可用双层圆管的图解算法来计算。

因为弹簧环工作表面的锥度不大, 故计算时可用理想化的略图 (图 405) 来代替弹簧的实际图形 (图 402), 即用相互紧紧套起来的一套圆柱形内环和外环来代替具有锥形工作面的弹簧环。

把作用在每个内半环的锥形表面 (图 404) 上的力投影到水平轴上, 就可以求出在压缩弹簧时作用在外环内表面和内环外表面上的径向作用力 p_2 :

$$p_2 = p(\cos \beta - f \sin \beta)。$$

把 p 的表达式代入后, 可得:

$$p_2 = \frac{\pi c (\cos \beta - f \sin \beta)}{(\sin \beta + f \cos \beta) F} = \frac{\pi c (1 - f \operatorname{tg} \beta)}{F (\operatorname{tg} \beta + f)}。$$

半环锥形表面的面积可表示为

$$F = \frac{2\pi r_2 b}{\cos \beta},$$

式中 r_2 ——内半环的平均外半径;

b ——一节半环的高度。

把 F 值代入 p_2 的表达式中, 可得:

$$p_2 = \pi c \frac{1 - f \operatorname{tg} \beta}{(\operatorname{tg} \beta + f) 2\pi b r_2}。$$

设计弹簧时, β , f , b 和 πc 等量都便于给定, 于是 p_2 便可写为:

$$p_2 = c \frac{1}{r_2},$$

式中 $c = \frac{\pi c (1 - f \operatorname{tg} \beta)}{2\pi b (\operatorname{tg} \beta + f)}$, 在计算时是一个常量。

利用上述 p_r 的表达式, 采用計算双层紧固圓管的图解法, 根据給定的外环外半徑 r_3 , 錐角 β , 摩擦系数 f , 半环高度 b , 彈簧最大負荷 H_0 , 外环許用应力 R_n 和內环許用应力 R_n , 便可确定彈簧环的尺寸。

从圓圓管理論中知道, 对于承受紧固压力的双层圓管来讲, 最大的应力乃是紧固圓管的內表面上产生的相当切向应力 $E\varepsilon_r$ 。

同时, 徑向压力和相当切向应力在圓管上沿管壁厚度上分布可以用下列公式表示:

$$p = \frac{c_2}{h} x - c_3,$$

$$\left| -\frac{3}{4} E\varepsilon_r \right| = \frac{c_2}{h} x + \frac{c_1}{2},$$

式中 c_1 和 c_2 ——取决于每个圓管的內半徑和外半徑及作用于圓管上的內压力和外压力的常量;

h ——决定图解比例尺的任一常数;

x ——由半徑决定的变量 ($x = \frac{h}{r^2}$);

E ——彈性系数;

ε_r ——相对切向变形。

图 406 所示的图解表明在 (a) 仅仅承受內压力的圓管和 (b) 仅仅承受外压力的圓管中 $E\varepsilon_r$ 和 p 随 x 函数的变化关系。

图 407 上的图解表示彈簧內环和外环中徑向压力和相当切向应力随 x 变化的情形。

在此图解中所用符号的意义为:

$E\varepsilon_{rn}$ ——彈簧外环的相当切向应力;

$E\varepsilon_{ri}$ ——彈簧內环的相当切向应力。

$$x_1 = \frac{h}{r_1^2}; \quad x_2 = \frac{h}{r_2^2}; \quad x_3 = \frac{h}{r_3^2},$$

式中 r_1 ; r_2 ; r_3 为图 405 上所示的半徑。

当校核現有彈簧的强度时, 已知半徑 r_1 , r_2 和 r_3 , 即应根据已給定的 β , f , b 和 H_0 各量求出 p_2 , 并在求出 x_1 , x_2 和 x_3 之后, 繪制如图 407 所示的图解。作此图解时, 应先按比例尺 α , ($\alpha = \frac{1}{h}$)

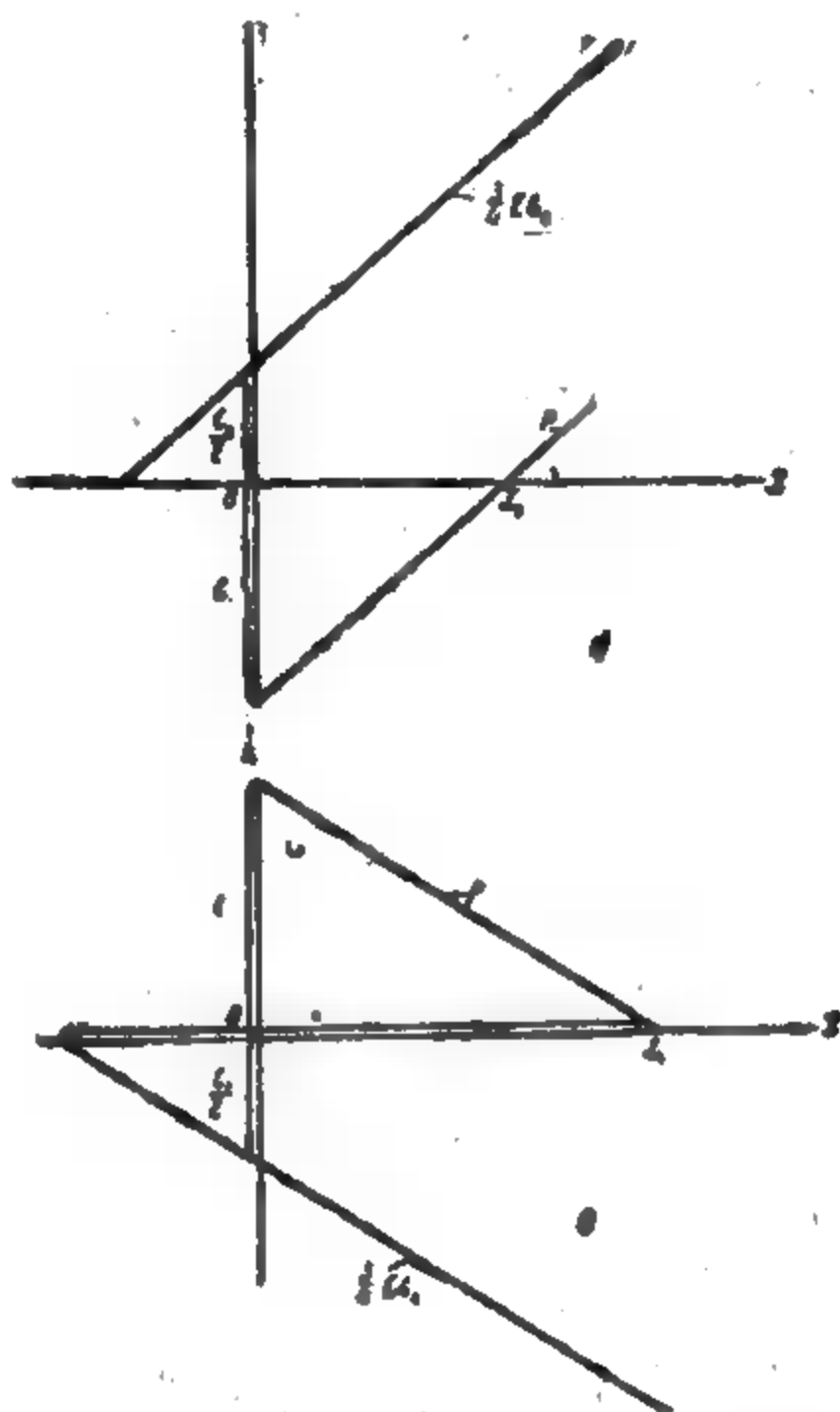


图406 内管和外管中 $\frac{3}{4} E \epsilon_t = f(x)$ 和 $p = f(x)$ 的图解:
(a) 对外管; (b) 对内管。

标出 x_1 , x_2 及 x_3 等量, 然后按比例尺 α_p 标出 p_2 量, 并作压力线 dc 和 be , 自坐标原点起向下截取线段 $Ob = -\frac{1}{2} Oc$, 向上截取线段 $Of = \frac{1}{2} Oc$, 自 b 和 f 两点引直线 gl 和 fa 分别平行于直线 dc 和 be 。这时, 线段 ak 和 dl 将分别按比例 α_p 给出 $\frac{3}{4} E \epsilon_{m1}$ 和 $\frac{3}{4} E \epsilon_{m2}$ 的数值。利用这两个图就容易得到外环内表面上的最大相当切向应力 ($E \epsilon_{m1}$) 和内环内表面上的最大相当切向应力 ($E \epsilon_{m2}$)。

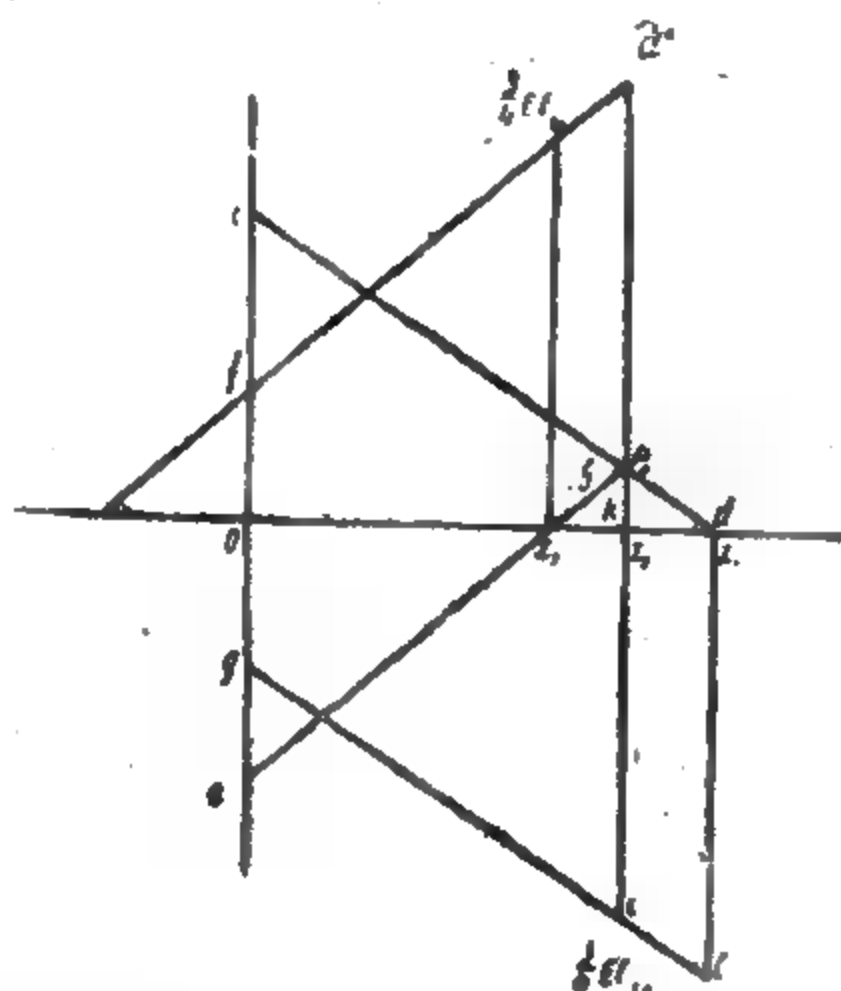


图407 外管和內管中 $\frac{3}{4}E\epsilon_r = f(x)$ 及 $p = f(x)$ 的变化图解。

把这些应力与許用应力对比一下，便可估計环状彈簧的強度。

設計环状彈簧时，計算要稍复杂一些，因为在这种情况下，通常要根据已給定的內环許用应力 R_n ，外环許用应力 R_n 和給定的外环外半徑来确定彈簧环的另外两个半徑 r_1 和 r_2 。

为了解决这样的問題，須給出 β ； f ； D_0 和 b 等量，并利用公式

$$p_2 = c \frac{1}{r_2} = c \sqrt{\frac{2}{h}}$$

作出 $p_2 = f(x)$ 曲线。作图时截取 p_2 的比例尺为 α_{p_2} 。在这个图上（图408）須按比例尺 α_p 在纵坐标軸上截取綫段 Oc 和 Oc' 分别表示

$$\frac{1}{2}E\epsilon_{rn} = \frac{1}{2}R_n \text{ 和 } -\frac{3}{4}E\epsilon_{rn} = -\frac{3}{4}R_{n0}$$

并过 c 点作一水平直綫，在横坐标軸上按比例尺 α_x 截取一个表

$$r_1 = \sqrt{\frac{h}{x_1}}; \quad r_2 = \sqrt{\frac{h}{x_2}},$$

式中

$$h = \frac{1}{\alpha_x}.$$

— 确定弹簧环的其他尺寸时，通常可以利用下列公式：

一个环的高度为：

$$H = D_n \left(\frac{1}{6} \sim \frac{1}{5} \right).$$

弹簧环末端的倾斜度为：

$$t = b \operatorname{tg} \beta.$$

弹簧环的厚度为

$$c_n = c_{n-1} = \frac{D_n - D_{n-1}}{4} + \frac{t}{2}.$$

当构成弹簧两个端面的钢环只有一个方向的锥面时（见图 402），弹簧在自由状态时的总长度为：

$$l = \frac{n-1}{2} (H + \delta) + f_m,$$

式中 n —— 弹簧中钢环的总数；

δ —— 弹簧在压缩状态下，相邻两外环或相邻两内环之间的间隙，（ $\delta > 0.1$ 毫米）。

必要的环数 n 决定于整个弹簧的给定压缩量 f_m ，其关系为：

$$f_m = \Delta f (n-1),$$

式中 Δf —— 每对相邻的半环之间的压缩量；

n —— 弹簧环数。

从上式可得：

$$n = \frac{f_m}{\Delta f} + 1.$$

Δf 可表示如下：

$$\Delta f = \frac{\delta r_{2R} + \delta r_{2U}}{\operatorname{tg} \beta}$$

或

$$\Delta f = \frac{r_2}{\operatorname{tg} \beta} \left(\frac{\delta r_{2R}}{r_1} + \frac{\delta r_{2U}}{r_2} \right).$$

括弧內的量，各为內环外表面的相对切向变形的绝对值，

$$|\varepsilon_{r2n}| = \frac{\delta r_{2n}}{r_2},$$

和外环內表面的相对切綫变形的绝对值

$$|\varepsilon_{r2n}| = \frac{\delta r_{2n}}{r_2}.$$

因而
$$\Delta r = \frac{r_2}{\tan \beta} (|\varepsilon_{r2n}| + |\varepsilon_{r2n}|).$$

上式中括弧內的数值，易于用图解法求出。图 408 上的綫段 α_i 将为：

$$(\alpha_i) \alpha_p = \frac{3}{4} E (|\varepsilon_{r2n}| + |\varepsilon_{r2n}|),$$

式中 α_p 为比例尺。

因而

$$(|\varepsilon_{r2n}| + |\varepsilon_{r2n}|) = \frac{4 (\alpha_i) \alpha_p}{3E}.$$

环状緩冲簧計算举例

已知：

$P_0 = 2000$ 公斤——最大軸向力；

$A_0 = 10$ 公斤·米——压缩时彈簧的工作能力；

$r_1 = 28$ 毫米——彈簧外半徑；

給定：

$R_1 = R_n = R_n = 100$ 公斤/毫米²——許用应力；

$f = 0.15$ ——摩擦系数；

$H = 2b = 6$ 毫米——一个彈簧环的高度；

$\beta = 16^\circ$ ——圓錐角；

試求彈簧环的尺寸 r_1 和 r_{10} 。

解：

1. 給定比例尺

$$\alpha_s = 2.5 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{毫米}^2 \cdot \text{毫米}},$$

$$\alpha_p = 1 \frac{\text{公斤}}{\text{毫米}^2 \cdot \text{毫米}}.$$

2. 求 h 和 x_2

$$h = \frac{1}{\alpha_x} = 40000 \text{ 毫米}^2 \cdot \text{毫米},$$

$$x_2 = \frac{h}{r_2} = \frac{40000}{28^2} = 51.5 \text{ 毫米}。$$

3. 求常量 c

$$c = \frac{\pi c (1 - f \operatorname{tg} \beta)}{2\pi b (\operatorname{tg} \beta + f)} = 232 \text{ 公斤/毫米}。$$

4. 利用公式

$$p_2 = c \frac{1}{r_2} = c \sqrt{\frac{x}{h}}$$

求出关系式 $p_2 = f(x)$ 。

x (毫米)	50	60	70
p_2 (公斤)	8.2	9.0	9.7

5. 用图解法 (图408) 求出 x_1 和 x_2

$$x_2 = 63 \text{ 毫米}, \quad x_1 = 78.5 \text{ 毫米}。$$

6. 求半径 r_1 和 r_2

$$r_1 = \sqrt{\frac{h}{x_1}} = 22.6 \text{ 毫米},$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{h}{x_2}} = 25.2 \text{ 毫米}。$$

7. 根据图解 (图408) 量出线段 $ai = 140$ 。

8. 确定相对切向变形之和 (当 $E = 2.1 \cdot 10^4$ 公斤/毫米²时),

$$|\varepsilon_{12}| + |\varepsilon_{22}| = \frac{4(ai)\alpha_p}{3E} = 0.0089。$$

9. 确定每对相邻的半环的轴向变形

$$\Delta f = \frac{r_2}{\operatorname{tg} \beta} (|\varepsilon_{12}| + |\varepsilon_{22}|) = 0.68 \text{ 毫米}。$$

10. 整个弹簧的轴向变形可由下式求出

$$A = \frac{\pi a f_m}{2},$$

由此可得:

$$f_m = \frac{2A}{\pi c} = 0.01 \text{ 米}, \quad f_m = 10 \text{ 毫米}。$$

11. 确定弹簧环的数目

$$n = \frac{f_m}{\Delta f} + 1 = 12.4 \approx 13 \text{ 个。}$$

12. 弹簧的总高度 (当 $\delta = 0.1$ 毫米时) 为:

$$L = \frac{n-1}{2} (H + \delta) + f_m = 46 \text{ 毫米。}$$

第六章 火炮半自动机計算和設計特点

§1 火炮半自动机的主要机构

火炮半自动机是一些机构的組合，■以自动地完成一系列的动作，使火炮重新装填并保証击发发射机构能进行工作。

在現代火炮中采用半自动机的目的是为了提_高射速。半自动机在大、中口径的高射炮中应用特别广泛。

卡板式半自动机应用最广，其原理图示于图409。■机构动作包括下列各項：

炮管（1）复进时，卡板曲柄（2）与卡板（3）接触并繞其軸回轉。这时，曲臂（4）和与卡板曲柄成硬性連接的关门彈簧曲柄（5）也一同轉动。

■轉动时，■要完成一个自由行程，并借撥动子（6）的轉动使击針簧待机；然后，曲臂才开始作用在楔式炮門上，使之逐渐开锁。这时，曲柄（5）使关门彈簧压缩，关门彈簧是装在两个套在一起的圓筒內的，其中一个圓筒（7）用鉸鏈与曲柄（5）相联接，另一个圓筒（8）用鉸鏈与炮管相联接。彈膛完全打开后，門体以其突起部撞击抽筒子（9）上的短臂，使之繞其軸轉动，并以其长臂将药筒从膛內抽出。为了保証可靠地抽出药筒，通常做有两个抽筒子，对称地裝置在彈膛的兩側。

药筒抽出后，炮門被抽筒子长臂上的鉤爪固定在开锁位置上，直至装填时（炮管完全复进后）药筒底緣将抽筒子的长臂推开时为止。

被解脫的炮門在关门彈簧的作用下移动，直至炮膛完全关闭时为止。

发射后，炮管后退时，卡板可在水平面內繞垂直軸回轉，不

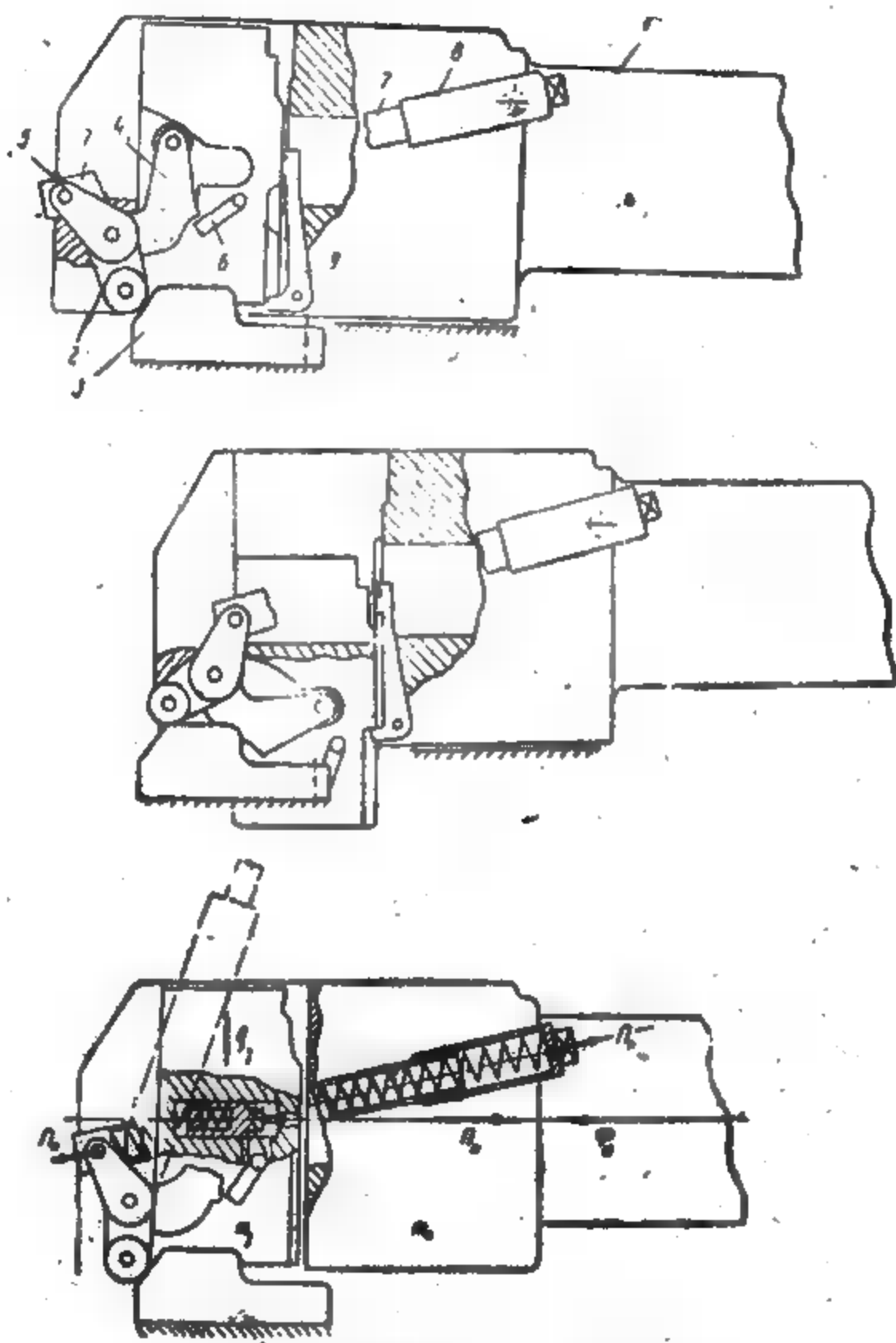


图409 卡板式半自动机的工作原理图。

致妨碍曲柄同炮管的后座运动。

这样一来，半自动机工作时，为了进行下一次的发射，需要把炮弹送到弹膛内并放开击针使之击发。所有其余的动作，重新装填所必需的动作和保证击发发射机构进行工作的动作，都是

利用后座部分的动能自动进行的。

设计卡板式半自动机时，必须特别注意分析开闭炮门的机构的工作和抽筒机构的工作。击发发射机构的计算可以仅就各零件的相互作用作简单的运动分析，并计算一下击针簧，以保证它能给击针以足够击发底火的动能即可。

下面我们叙述一下如何研究半自动机中各个构件的运动，以便确定各机构工作的可靠性。

半自动机中各机构的主要特点之一，是它们在工作时，许多构件都和炮管产生相对运动。这就要求我们确定各机构相对于炮管的运动特征量。

半自动机中各机构的第二个主要特点，是根据结构形式的不同，这些机构的工作可以是平稳（无撞击）的，或者在工作时主要构件要发生撞击。因此，对各机构的平稳工作和有撞击的工作必须分别研究。因为求运动诸元的计算公式和研究方法在这两种情况下都各不相同。

§2 作用平稳的半自动机的运动微分方程式

分析一下图 410 上的原理图，就可以写出卡板式半自动机中各机构的运动微分方程式。在此略图中， A 、 B 两构件之具有相对于定向构件 C 的运动约束， A 、 B 两构件都沿一定的导轨作平移直线运动。 A 、 B 两构件相对于构件 C 的运动方向，由角 α 和 β 决定之。

开门机构（图 411）和抽筒机构（图 412），在某些假定的条件下，都可以简化为图 410 所示的略图。图 413 和图 414 就是这些机构的原理图（在开门机构中， $\alpha = \pi$ ， $\beta = -\frac{\pi}{2}$ ，在抽筒机构中 $\alpha = \frac{\pi}{2}$ ， $\beta = \pi$ ）。

在第一种情况中，构件 A 是炮架，构件 C 是炮管，构件 B 是炮门。

在第二种情况中，构件 A 是炮门，构件 C 是炮管，构件 B 是

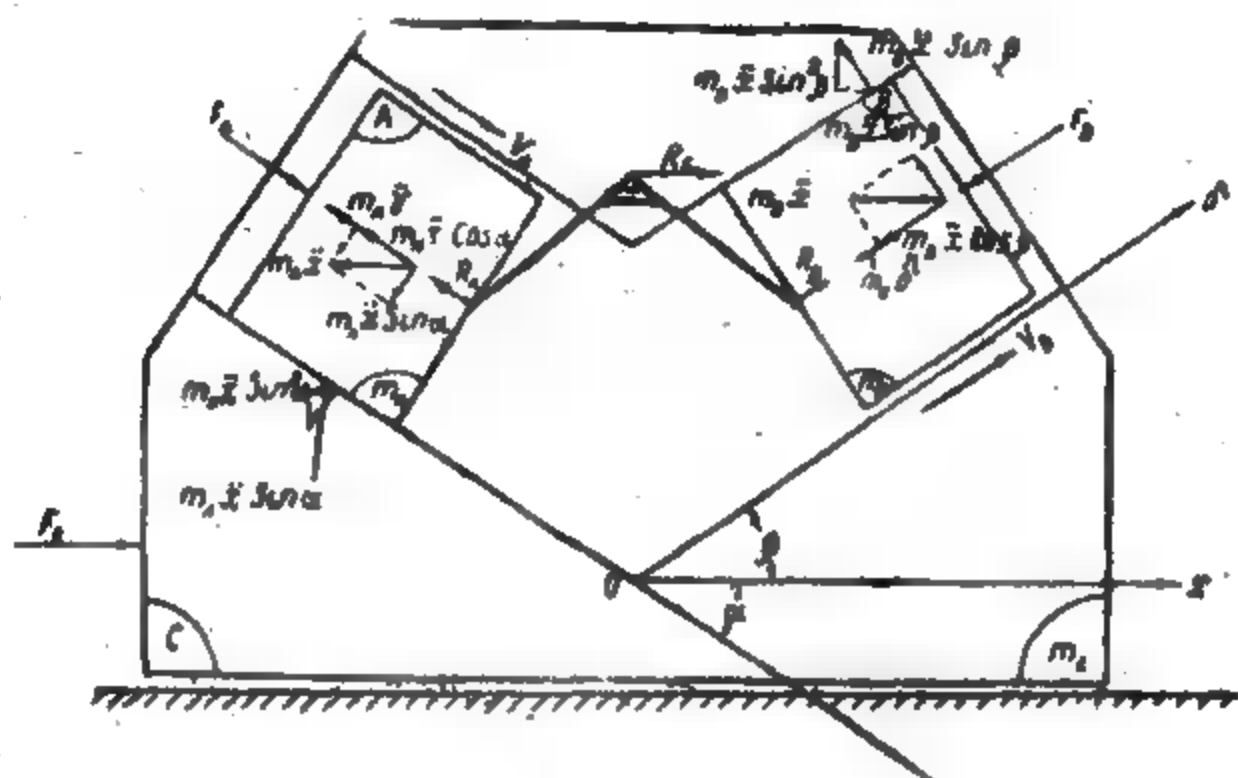


图410 半自动机中各机构的工作略图。

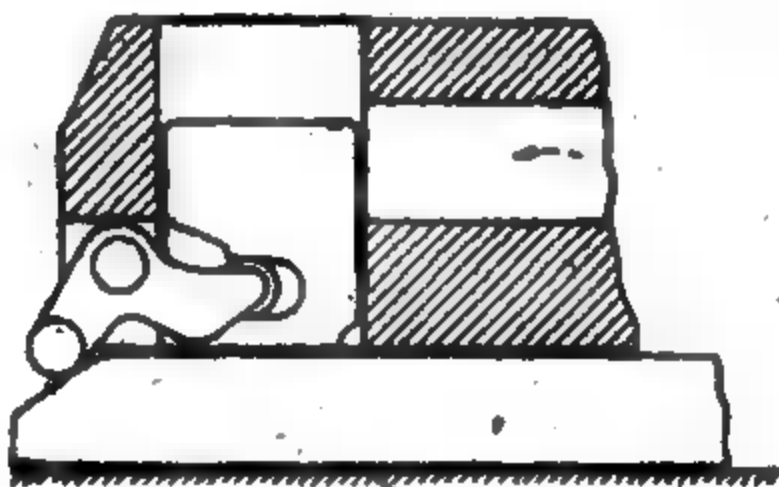


图411 开门机构。

药筒。

我們研究一下如何确定原理图 410 中各构件的运动諸元。

如果在該图的各构件上加上慣性力和約束反作用力，利用达兰貝尔原理，就可以写出全部构件的运动微分方程式如下●：

$$(m_c + m_1 \sin^2 \alpha + m_2 \sin^2 \beta) \ddot{x} = F_c + R_c;$$

$$m_1 \ddot{y} + m_1 \ddot{x} \cos \alpha = F_1 - R_1;$$

● 重力忽略不計。

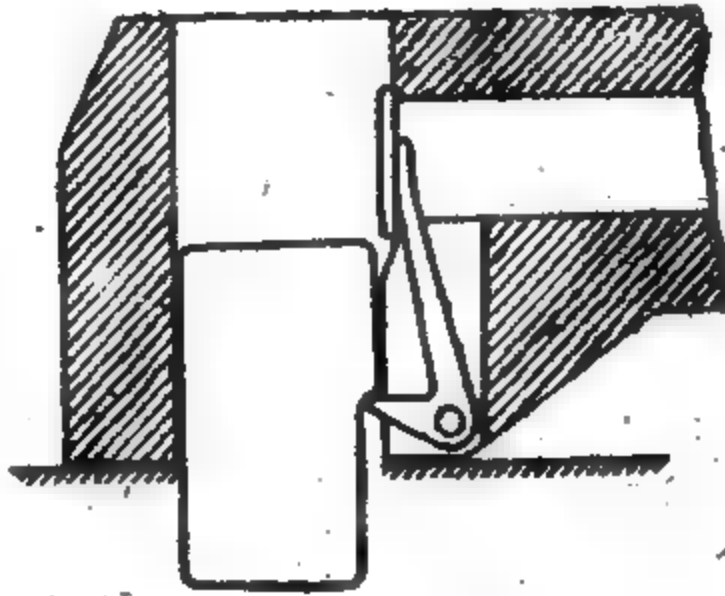


图412 抽筒机构。

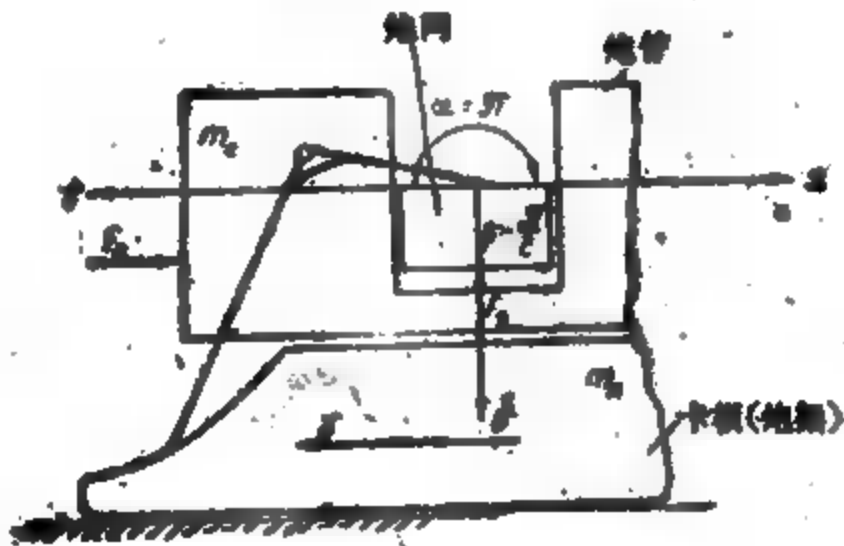


图413 开门机构略图。

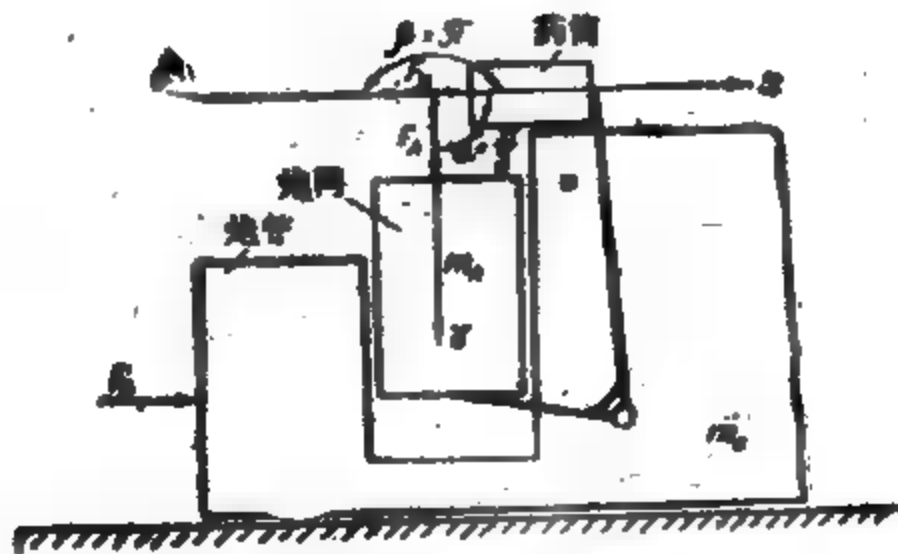


图414 抽筒机构略图。

$$m_B \ddot{\delta} + m_B \ddot{x} \cos \beta = R_B - F_B,$$

式中 m_C, m_A, m_B ——构件 C、A、B 的质量;

γ, δ ——构件 A 和 B 相对于构件 C 的位移;

x ——构件 C 绝对位移;

F_C, F_A, F_B ——作用在构件 C、A、B 上的给定力;

R_C, R_A, R_B ——在位移 x, γ, δ 方向上作用于构件 C、A、B 上的约束反作用力。

建立这些微分方程式时, 重力和由于给定力与约束反作用力所引起的摩擦力均未加以考虑。

忽略在构件 A 与 B 之间构成运动约束的杠杆的质量, 便可以写出下列约束反作用力方程式:

$$R_C + R_B \cos \beta = R_A \cos \alpha,$$

$$R_A \dot{\gamma} = R_B \dot{\delta}.$$

考虑到约束的非理想性[●], 后一等式将变为:

$$\eta R_A \dot{\gamma} = R_B \dot{\delta}$$

或

$$R_A = R_B \frac{k}{\eta},$$

式中 $k = \frac{\delta}{\gamma}$ ——构件 B 对构件 A 传动比;

η ——机构传动效率。

利用上式并消去微分方程式中的约束反作用力, 便得:

$$\ddot{x} M_0 + \ddot{\gamma} m_A \cos \alpha + \ddot{\delta} m_B \cos \beta = Q_x,$$

$$\ddot{\gamma} m_A + \ddot{\delta} m_B \frac{k}{\eta} + \ddot{x} m_n = Q_\gamma$$

式中

$$M_0 = m_A + m_B + m_C;$$

$$m_n = m_A \cos \alpha + m_B \frac{k}{\eta} \cos \beta;$$

$$Q_x = F_C + F_A \cos \alpha - F_B \cos \beta;$$

$$Q_\gamma = F_A - F_B \frac{k}{\eta}.$$

将 $\delta = \gamma k + k \dot{\gamma}$ 代入上列微分方程式中, 将得

$$M_A' \ddot{\gamma} + \frac{1}{2} M_A' \dot{\gamma} + m_n \ddot{x} = Q_\gamma,$$

● 不考虑惯性力 $m_A \ddot{x} \sin \alpha$ 和 $m_B \ddot{x} \sin \beta$ 所引起的摩擦力。

式中

$$M_0 \ddot{x} + m \ddot{y} + \dot{m} \dot{y} = Q_x,$$

$$M'_A = m_A + m_B \frac{k^2}{\eta};$$

$$m = m_A \cos \alpha + m_B k \cos \beta;$$

$$\dot{m} = m_B k \cos \beta_0.$$

■ 后两方程式中先消去 \ddot{x} 再消去 \ddot{y} ，可得

$$\ddot{y} \left(M'_A - \frac{mm_A}{M_0} \right) + \dot{y} \left(\frac{1}{2} \dot{M}'_A - \frac{\dot{m}m_A}{M_0} \right) = Q_y - Q_x \frac{m_A}{M_0}, \quad (1)$$

$$\ddot{x} \left(M_0 - \frac{mm_A}{M'_A} \right) + \dot{x} \left(m - \frac{1}{2} \frac{\dot{M}'_A}{M'_A} m \right) = Q_x - Q_y \frac{m}{M'_A}. \quad (2)$$

利用这些微分方程式，便可以研究火炮半自动机各机构的运动。

炮门开启机构的工作原理图示于图411。

前面曾指出过，研究图411中各机构构件的运动时，须在求得微分方程式中取●

$$\alpha = \pi \text{ 和 } \beta = -\frac{\pi}{2}.$$

$$\text{此时,} \quad \cos \alpha = -1, \quad \cos \beta = 0.$$

因而，在这种情况下，

$$m = -m_A, \quad m_A = -m,$$

并且微分方程式(1)和(2)将取如下的形式：

$$\ddot{y} \left(M'_A - \frac{m_A^2}{M_0} \right) + \frac{1}{2} \dot{M}'_A \dot{y} = Q_y + Q_x \frac{m_A}{M_0}, \quad (3)$$

$$\ddot{x} \left(M_0 - \frac{m_A^2}{M'_A} \right) + \frac{1}{2} \frac{\dot{M}'_A}{M'_A} m_A \dot{x} = Q_x + Q_y \frac{m_A}{M'_A}. \quad (4)$$

利用第一个方程式可以研究半自动机的工作对炮架的影响，利用第二个方程式可以研究炮管和炮门的运动。

在这些方程式中：

m_A ——炮架的质量；

m_C ——炮管的质量；

m_B ——炮门的质量；

● 楔体导轨的倾角忽略不计。

x ——炮管的绝对位移;

y ——炮架相对于炮管的位移。

如果认为炮架在半自动机工作时静止不动,则应取 $m_A = \infty$ 和 $x = y$ 。

这时,两个方程式将完全相同。

实际上,方程式(3)中 y 的乘数

$$M'_A - \frac{m_A^2}{M_0}$$

可以写成

$$\begin{aligned} M'_A - \frac{m_A^2}{M_0} &= \frac{M'_A M_0 - m_A^2}{M_0} = \frac{(m_A + m_B \frac{k^2}{\eta})(m_A + m_B + m_C) - m_A^2}{m_A + m_B + m_C} \\ &= \frac{(m_C + m_B)m_A}{m_A + m_B + m_C} + m_B \frac{k^2}{\eta} = \frac{m_C + m_B}{1 + \frac{m_B + m_C}{m_A}} + m_B \frac{k^2}{\eta} \end{aligned}$$

当 $m_A = \infty$ 时,可得:

$$M'_A - \frac{m_A^2}{M_0} = m_C + m_B + m_B \frac{k^2}{\eta} \equiv M'_{CB0}$$

方程式(3)中所含的分式 $\frac{m_A}{M_0}$ 可以写成如下形式:

$$\frac{m_A}{M_0} = \frac{m_A}{m_A + m_B + m_C} = \frac{1}{1 + \frac{m_B + m_C}{m_A}}$$

当 $m_A = \infty$ 时,它将等于1。

因而,当 $m_A = \infty$ 时,方程式(3)可以写成

$$\ddot{y} M'_{CB} + \frac{1}{2} \dot{M}'_{CB} \dot{y} = Q_x + Q_n$$

或考虑到 $x = y$,

$$M'_{CB} \ddot{x} + \frac{1}{2} \dot{M}'_{CB} \dot{x} = Q_x + Q_{r0} \quad (5)$$

当 $m_A = \infty$ 时,微分方程式(4)也可以化为这样的形式。

实际上, \ddot{x} 的乘数

$$M_0 - \frac{m_A^2}{M'_A}$$

可以写成

$$M_0 - \frac{m_A^2}{M_A'} = \frac{(m_A + m_B + m_C) \left(m_A + m_B \frac{k^2}{\eta} \right) - m_A^2}{m_A + m_B \frac{k^2}{\eta}}$$

$$= \frac{(m_B + m_C) \left(1 + \frac{m_B}{m_A} \frac{k^2}{\eta} \right) + m_B \frac{k^2}{\eta}}{1 + \frac{m_B}{m_A} \frac{k^2}{\eta}}。$$

当 $m_A = \infty$ 时, 此表达式的形式为

$$M_0 - \frac{m_A^2}{M_A'} = m_C + m_B + m_0 \frac{k^2}{\eta} \equiv M_{CB0}'。$$

$\dot{\gamma}$ 的乘数

$$\frac{1}{2} \frac{M_A'}{M_A'} m_A$$

可以写成这样的形式:

$$\frac{1}{2} \frac{M_A'}{M_A'} m_A = \frac{1}{2} M_A' \frac{m_A}{m_A + m_B \frac{k^2}{\eta}} = \frac{1}{2} M_A' \frac{1}{1 + \frac{m_B}{m_A} \frac{k^2}{\eta}}。$$

当 $m_A = \infty$ 时, 此表达式将为

$$\frac{1}{2} \frac{M_A'}{M_A'} m_A = \frac{1}{2} M_A' = \frac{k^2}{\eta} m_B = \frac{1}{2} M_{CB0}'。$$

Q_{γ} 的乘数可以写成:

$$\frac{m_A}{M_A'} = \frac{m_A}{m_A + m_B \frac{k^2}{\eta}} = \frac{1}{1 + \frac{m_B}{m_A} \frac{k^2}{\eta}}。$$

■ $m_A = \infty$ 时, 此式将等于 1。

因而, 微分方程式 (4) 可以写成:

$$M_{CB}' \ddot{x} + \frac{1}{2} M_{CB}' \dot{\gamma} = Q_x + Q_{\gamma 0}$$

当 $x = \gamma$ 时, 它将为

$$M_{CB}' \ddot{x} + \frac{1}{2} M_{CB}' \ddot{x} = Q_x + Q_{\gamma 0}$$

应当指出, 当 $\alpha = \pi$ 和 $\beta = -\frac{\pi}{2}$ 时,

$$Q_x + Q_{\gamma} = F_C - F_B \frac{k}{\eta}。$$

因而, 在半自动机工作 (炮架不动时) 时, 炮门开启机构的

运动微分方程式的最后形式为:

$$M'_{CB}\ddot{x} + \frac{1}{2}\dot{M}'_{CB}\dot{x} = Q, \quad (6)$$

式中

$$M'_{CB} = m_C + m_B + m_R \frac{k^2}{\eta};$$

$$\frac{1}{2}\dot{M}'_{CB} = m_B \frac{k\dot{k}}{\eta};$$

$$Q = F_C - F_B \frac{k}{\eta};$$

m_C, m_B ——炮管质量和炮門质量;

F_C, F_B ——作用于炮管和炮門上的力;

x ——炮管的绝对位移;

k ——传递比;

η ——传动效率。

可以看出, 换算力 Q 的表达式通常可能不同, 因为它取决于给定力的具体作用情况。

这个微分方程式的特点是: 方程式中的传递比 k 和传动效率 η , 都是从构件对炮管的相对运动来决定的 ($k = \frac{\dot{\delta}}{\dot{\varphi}}$)。

因此, 实际上虽然炮架固定不动, 而是炮管在移动, 但在确定 k 和 η 时, 我们应该把炮管看做静止的, 而研究炮架 (卡板) 对于炮管的相对运动。

现在研究一下抽筒机构在作用平稳时的运动微分方程式。

此机构的原理图示于图 412 中。

将此略图与图 410 中的略图加以对比, 便可以肯定: 对于抽筒机构来讲, 在微分方程式 (1) 和 (2) 中应取●

$$\alpha = -\frac{\pi}{2}; \quad \beta = \pi。$$

这时,

$$\cos \alpha = 0;$$

$$\cos \beta = -1;$$

$$m = -km_B;$$

● 物体运动的倾角略而不计。

$$m_a = -\frac{k}{\eta} m_{B0}$$

在这种情况下，微分方程式 (1) 和 (2) 可以写为：

$$\ddot{Y} \left(M'_A - \frac{m_B^2 k^2}{M_0 \eta} \right) + \dot{Y} \left(-\frac{1}{2} \dot{M}'_A - \frac{m_B^2 k \dot{k}}{M_0 \eta} \right) = Q_r + Q_s \frac{m_B k}{M_0 \eta}, \quad (7)$$

$$\ddot{X} \left(M_B - \frac{m_B^2 k^2}{M_0 \eta} \right) + \dot{X} \left(-\frac{1}{2} \frac{M'_A}{M'_A} k m_B - m_B \dot{k} \right) = Q_s + Q_r \frac{m_B k}{M'_A}. \quad (8)$$

方程式 (7) 表示炮門和药筒的运动，而方程式 (8) 則表征炮管的运动和抽筒对炮管运动的影响。

先討論一下方程式 (7)， \ddot{Y} 和 \dot{Y} 的乘数可写成如下的形式：

$$M'_A - \frac{m_B^2 k^2}{M_0 \eta} = m_A + m_B \frac{k^2}{\eta} \left(1 - \frac{m_B}{M_0} \right),$$

$$-\frac{1}{2} \dot{M}'_A - \frac{m_B^2 k \dot{k}}{M_0 \eta} = -\frac{1}{2} \dot{M}'_A \left(1 - \frac{m_B}{M_0} \right).$$

由于在所研究的机构中， m_B (药筒质量) 比 M_0 (后座部分的质量) 小好几倍，故可取

$$M'_A - \frac{m_B^2 k^2}{M_0 \eta} \approx m_A + m_B \frac{k^2}{\eta} = M'_A,$$

$$-\frac{1}{2} \dot{M}'_A - \frac{m_B^2 k \dot{k}}{M_0 \eta} \approx -\frac{1}{2} \dot{M}'_A.$$

因此，微分方程式 (7) 可以写为

$$M'_A \ddot{Y} + \frac{1}{2} \dot{M}'_A \dot{Y} = Q_r + Q_s \frac{m_B k}{M_0 \eta}.$$

当 $\cos \alpha = 0$ 和 $\cos \beta = -1$ 时，

$$Q_r + Q_s \frac{m_B k}{M_0 \eta} = F_A - F_B \frac{k}{\eta} \left(1 - \frac{m_B}{M_0} \right) + F_C \frac{m_B k}{M_0 \eta} \approx F_A - F_B \frac{k}{\eta}.$$

因此微分方程式 (7) 最后可写成：

$$M'_A \ddot{Y} + \frac{1}{2} \dot{M}'_A \dot{Y} = Q, \quad (9)$$

式中

$$Q = F_A - F_B \frac{k}{\eta}.$$

换算力 Q 的表达式取决于给定力的具体作用情况，因此，它可能因力的作用情况不同而发生变化。

现在研究一下微分方程式 (8)。

此方程式中 \ddot{x} 和 $\dot{\gamma}$ 的乘数可以写成如下的形式:

$$M_0 - \frac{m_B^2 k^2}{M_A' \eta} = (m_A + m_c) \left[1 + \frac{m_B}{m_A + m_c} \left(\frac{m_A}{m_A + m_B \eta} k^2 \right) \right],$$

$$\frac{1}{2} \frac{M_A'}{M_A'} k m_B - k m_B = - \frac{m_A m_B}{M_A'}.$$

考虑到 m_B (药筒质量) 比 $m_A + m_c$ (后座部分的质量) 小得多, 故可取

$$1 + \frac{m_B}{m_A + m_c} \left(\frac{m_A}{m_A + m_B \eta} k^2 \right) \approx 1.$$

这时, 可得

$$M_0 - \frac{m_B^2 k^2}{M_A' \eta} \approx m_A + m_c.$$

因此, 微分方程式 (8) 可以写成:

$$(m_A + m_c) \ddot{x} - \frac{m_A m_B}{M_A'} \dot{\gamma} = Q_x - Q_y \frac{m}{M_A'}.$$

当 $\cos \alpha = 0$ 和 $\cos \beta = -1$ 时, $m = -k m_B$, 故得

$$Q_x - Q_y \frac{m}{M_A'} = F_c + F_B + \left(F_A - F_B \frac{k}{\eta} \right) \frac{k m_B}{M_A'}.$$

因此, 微分方程式 (8) 最后变为:

$$(m_A + m_c) \ddot{x} + \frac{m_A}{M_A'} m_B k \dot{\gamma} = Q, \quad (10)$$

式中 $Q = F_c + F_B + \left(F_A - F_B \frac{k}{\eta} \right) \frac{k m_B}{M_A'}.$

必须指出, 根据力的具体作用情况的不同, 换算力 Q 的表达式也可能不同。

在所得的公式中,

$$M_A' = m_A + m_B \frac{k^2}{\eta}, \quad (11)$$

m_A, m_B, m_c ——炮闩质量, 药筒质量, 炮管质量;

F_A, F_B, F_c ——作用在炮闩上, 药筒上和炮管上的力;

x ——炮管的绝对位移;

γ ——炮闩相对于炮管的位移;

k ——药筒对炮闩的传递比 (在炮管固定的条件下)

决定的);

η ——传动效率。

§3 作用平稳的开闩机构

为了使开闩机构能够平稳地(无撞击地)工作(图413),当炮管在开闩前即有某一速度的条件下,应使炮闩对炮管的传动比(等于炮闩对炮管的相对速度与炮管速度之比)由零逐渐增大。

开闩机构中各个零件的运动可用下列微分方程式表示(见562页):

$$M'_{cs} \ddot{x} + \frac{1}{2} M'_{cs} \dot{x}^2 = Q$$

$$\text{或} \quad M'_{cs} \frac{dV_c}{dt} + m_s V_c^2 \frac{k_s dk_s}{\eta_s dx} = Q, \quad (12)$$

式中 V_c ——炮管速度;

M'_{cs} ——换算质量;

Q ——换算力;

x ——炮管位移;

k_s ——炮闩对炮管的传动比;

η_s ——传动效率。

就所研究的机构略图来谈(图409),换算质量 M'_{cs} 和换算力 Q 可写成下列形式:

$$M'_{cs} = m_0 + m_s \frac{k_s^2}{\eta_s},$$

$$Q = \Pi_n - \Phi_n - \Pi_n \frac{k_n}{\eta_n} + q_s \frac{k_s}{\eta_s},$$

式中 m_0 ——后座部分的质量 ($m_0 = m_c + m_s$);

m_s, m_c ——炮闩质量和炮管质量;

k_n ——关门簧与炮管的传动比;

η_n ——使关门簧待机的机构的效率;

Π_n ——复进机的多余力;

Φ_n ——液压式制动器的阻力;

Π_{H} ——关门弹簧的弹力；

q_{H} ——炮门重力。

在所列出的 M'_{Co} 的公式中，未考虑与炮门相连接的杠杆的转动惯量，因为它对换算质量值的影响很小。

力 Π_{H} 和 Π_{H} 通常可以用炮管位移的函数表示：

$$\Pi_{\text{H}} = f(x) \text{ 和 } \Pi_{\text{H}} = \varphi(x)。$$

液压式制动器的阻力，可用下式表示：

$$\Phi_{\text{H}} = AV^2，$$

式中 A ——炮管位移的函数，它取决于复进制动器的构造；

V_{Co} ——炮管的复进速度。

传动比 k_{Co} 、 k_{H} 和效率 η_{Co} 及 η_{H} 都是炮管位移 x 的函数。

传动比 k_{Co} 和炮管位移的关系，可以在机构的不同位置上用若干个极速度图予以确定。这时，我们把炮管看作静止的，卡板则朝炮管运动相反的方向上以炮管的速度运动。

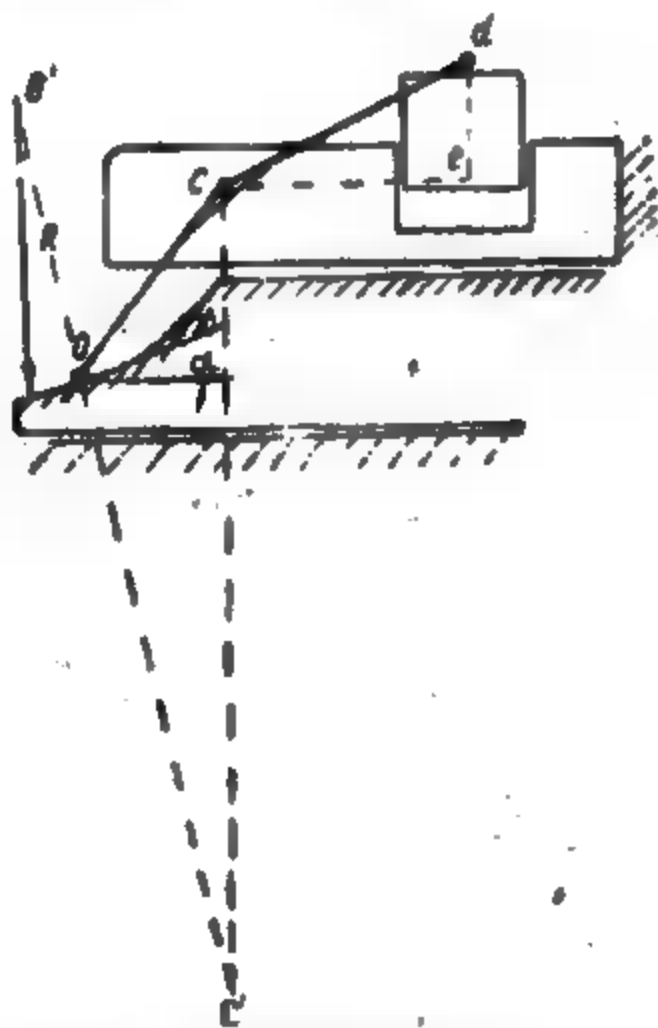


图415 平衡作用的开门机构。

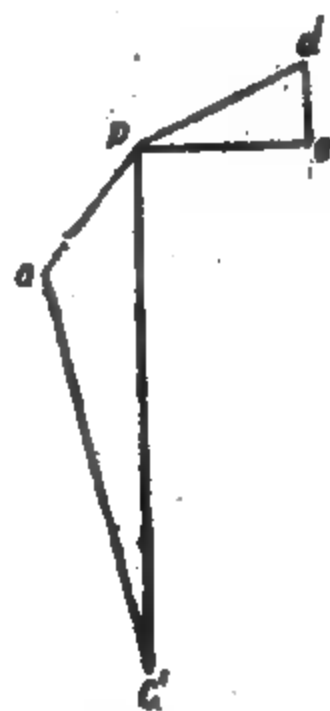


图416 求 k_{Co} 的极速度图。

图 415 是炮門和炮管間的傳動原理圖，图 416 是求 k_0 的極速度圖●，用以確定開門機構在某一位置上的傳速比（ $k_0 = \frac{p_0}{p_0'}$ ）。

在图 415 上也畫有這個極速度圖。

在图 417 上畫的是求 $k_0 = f(x)$ 的圖解法。我們在機構的不同位置上作一系列的極速度圖，便可求出 $k_0 = f(x)$ 。在此圖上，卡板的輪廓是由一段圓弧構成的。對於任何一種形式的卡板輪廓，我們都可以用類似的方法求出 $k_0 = f(x)$ ，作圖時的差別，只是對卡板理論輪廓作法棧向量的方法不同而已。

图 418 是炮管和關門彈簧間的傳動原理圖，图 419 是該機構在某一位置上的極速度圖（ $k_n = \frac{r q'}{p c'}$ ）。在图 418 上也畫有這個極速度圖●。

在图 420 上畫的是求 $k_n = f(x)$ 的圖解法。我們在機構的不同位置上作一系列的極速度圖，便可求出 $k_n = f(x)$ 。

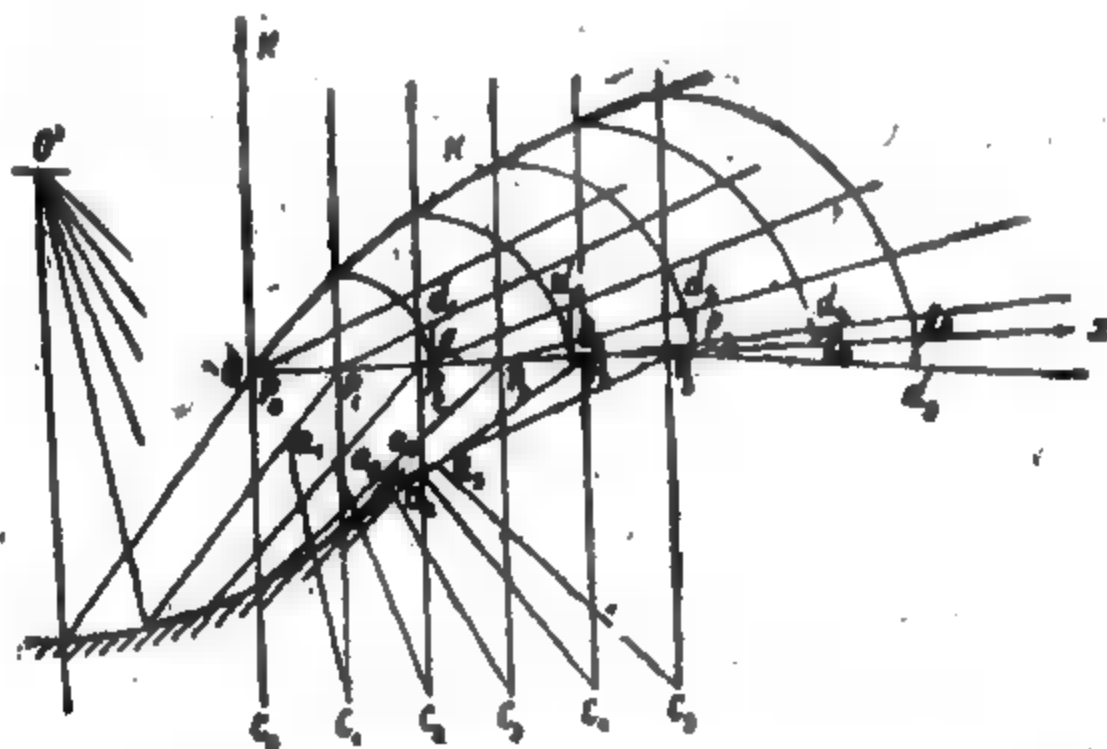


图 417 作若干極速度圖以求出 $k_0 = f(x)$ 的圖解法。

- 速度圖內之速度向量，已反時鐘轉了 90° 。
- 極速度圖內的速度向量已向反時針方向轉了 90° 。

在作这些图时，曾假定卡板的理論輪廓是一个圓弧。
炮門与炮管間的傳动效率可近似地用下式求出

$$\eta = \frac{1}{1+2/\operatorname{tg} \alpha}, \quad (13)$$

式中 f ——摩擦系数 ($f = 0.1 \sim 0.2$);

α ——卡板理論輪廓对水平面的傾角。

由炮管至关门弹簧的傳动效率可以取为 $\eta_n = 0.9$ 。

运动方程式(12)中的 $\frac{dk_3}{dx}$ 可以根据已知的关系式 $k_3 = f(x)$ 解法求出。因此，基本运动方程式(12)可以写成如下的形式

$$\frac{dV_c}{dt} = \varphi(x) - f(x)V_c^2$$

$$\text{或} \quad dV_c = \left[\varphi(x) - f(x)V_c^2 \right] dx, \quad (14)$$

式中 $\varphi(x)$ 和 $f(x)$ ——炮管位移 x 的已知函数，

$$\varphi(x) = \frac{P_n - P_n \frac{k_m}{\eta_n} + q_3 \frac{k_0}{\eta_3}}{M \dot{c}_3},$$

$$f(x) = A + \frac{m_3}{M \dot{c}_3} \frac{k_0}{\eta_3} \frac{dk_0}{dx}.$$

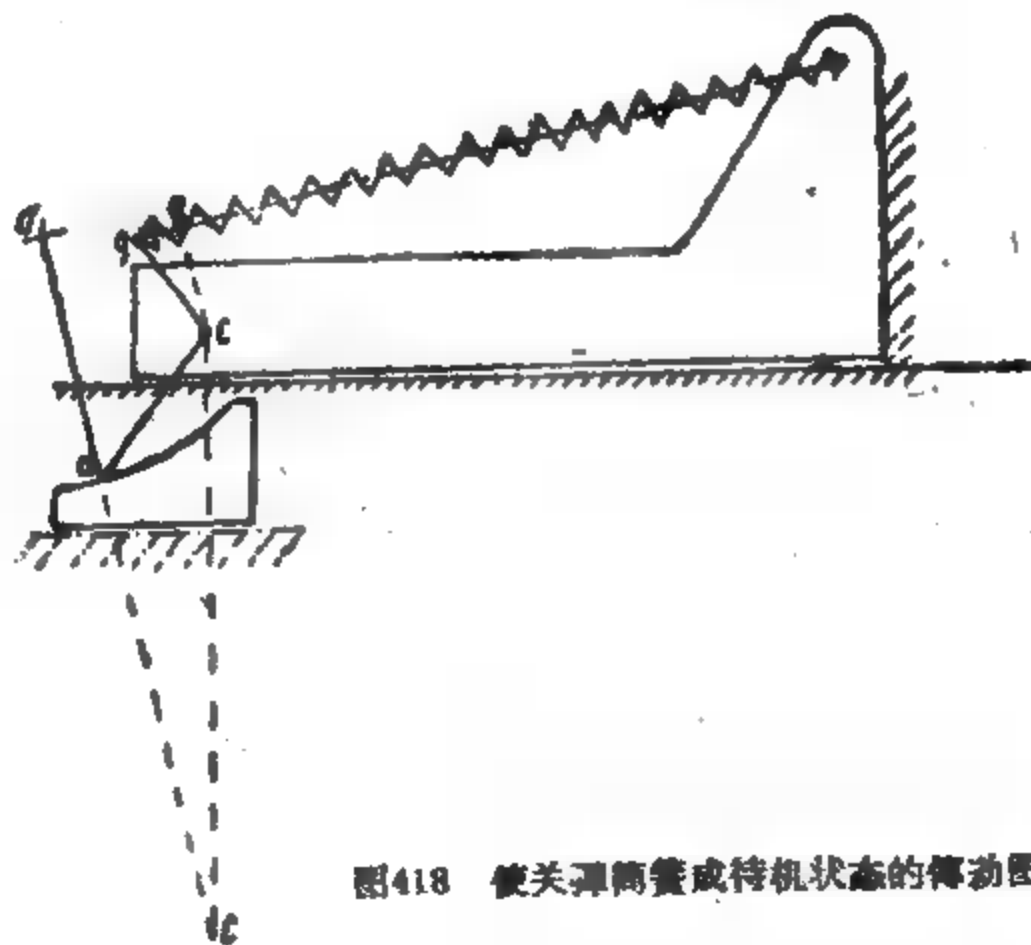


图418 使关弹簧成待机状态的傳动图。



图419 求 k_n 的极速度图。

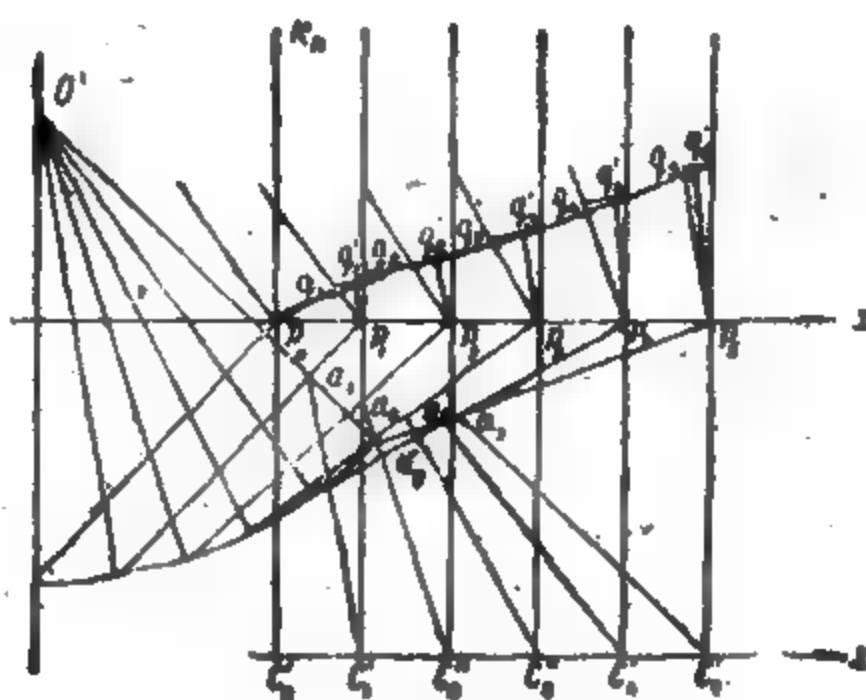


图420 作若干极速度图以求出 $k_n = f(x)$ 的图解法。

方程式(14)是个一次微分方程式

$$dV = f(x, V)dx. \quad (15)$$

利用下述计算公式，即可根据数值积分法或图解积分法（见258页）求解此方程式

$$\Delta_1 V_n = f(x_n; V_n) \Delta x_n;$$

$$\Delta V_n = f\left(x_n + \frac{1}{2} \Delta x; V_n + \frac{1}{2} \Delta_1 V_n\right) \Delta x_n;$$

$$V_{n+1} = V_n + \Delta V_n$$

这个积分方案用数值微分方程(14)时，可取下列形式

$$\Delta_1 V_{en} = \left[\frac{\varphi(x_n)}{V_{en}} - V_{en} f(x_n) \right] \Delta x_n; \quad (16)$$

$$\Delta V_{en} = \left[\frac{\varphi\left(x_n + \frac{1}{2} \Delta x_n\right)}{V_{en} + \frac{1}{2} \Delta_1 V_{en}} - \left(V_{en} + \frac{1}{2} \Delta_1 V_{en}\right) \times f\left(x_n + \frac{1}{2} \Delta x_n\right) \right] \Delta x_n; \quad (17)$$

$$V_{e(n+1)} = V_{en} + \Delta V_{en} \quad (18)$$

式中 V_{en} 和 x_n ——在所研究的运动段开始时炮管速度和位移；

Δx_n 和 ΔV_{cn} ——炮管位移的增量及与之相对应的炮管速度的增量。

求出关系式 $V_c = f(x)$ 之后，可以根据平均速度求出不大的位移段的运动时间：

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{V_{c, \text{cp}}} \approx \frac{2\Delta x}{V_{cn} + V_{c(n+1)}}。$$

这时开门机构的工作总时间为

$$t = \sum \Delta t。$$

必须指出，如果作某些假设，则方程式 (12) 的解法将要简单得多。

例如，假设炮管在很小一段位移 Δx 上的速度不变，则换算力

$$\Pi_n = \Phi_n = \Pi_n \frac{k_n}{\eta_n} + q_s \frac{k_s}{\eta_s}$$

就可以用炮管位移 x 的函数表示：

$$\Pi_n = \Phi_n = \Pi_n \frac{k_n}{\eta_n} + q_s \frac{k_s}{\eta_s} = Q(x)。$$

在这种情况下，微分方程式 (12) 可以写成：

$$M'_{cn} \frac{dV_c}{dt} + \frac{dM'_{cn}}{dx} V_c^2 = Q(x)。$$

此方程式还可以化成：

$$M'_{cn} V_c^2 = M'_{c0} V_{c0}^2 + 2 \int_x^{x+\Delta x} Q(x) dx，$$

式中 M'_{c0} 和 V_{c0} ——炮管的换算质量和速度的初始值。

知道 M'_{cn} 和 $Q(x)$ 与 x 的关系式，对许多小的 Δx 值求出积分，并对每个 Δx 都取 $V_c = \text{常量}$ ，便可以根据这个公式求出关系式 $V_c = f(x)$ 。

只要在卡板曲柄和卡板之间有运动约束存在，就可以用上述方法来研究半自动机各机构构件的运动。当转速比 k_n 达到最大值以后开始减小时，此约束常常会遭到破坏。在卡板曲柄与卡板之间失去运动约束的情况下，研究炮门在压缩关门簧时的运动的方法，与借撞击进行工作的开门机构在卡板曲柄和卡板撞击以后

的運動的研究方法相同（見581頁）。

如果必須研究半自動開門機構的工作對炮架的影響，可以利用公式（3）進行研究。

§4 作用平穩的開門機構的設計特點

設計作用平穩的開門機構時，應當先根據結構上的要求擬定機構方案，概略地確定卡板曲柄和曲臂的尺寸以及它們在半自動機開始工作時的相互位置，然後再確定合理的卡板輪廓。在選擇卡板輪廓時，應當分別研究半自動機在開門前和開門時兩個工作時期內的運動。

開門前（即使齒針成待发狀態時），半自動機中各個曲柄的轉動，可以借形狀最簡單的卡板輪廓來實現，這一段輪廓是一條傾斜的直線 ab （圖421）。

使半自動機中各個曲柄在開門時產生轉動的卡板（開門板）輪廓，應當根據炮門能夠獲得平穩運動的條件來確定。

為了保證炮門的運動平穩，最好是給定炮門對炮管的速度變化規律。

取炮門對炮管的相對速度與時間的關係為一直線是最有利的（圖422）。這時炮門對炮管的加速度為一常數●。

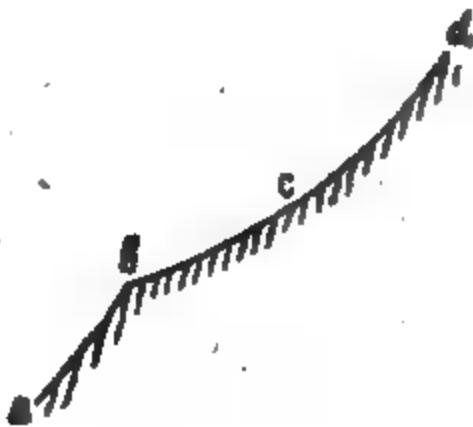


圖421 卡板輪廓。



圖422 炮門速度隨時間函數的變化圖。

● 對於別的地門速度變化規律本節所講方法亦可應用。

开門机构工作結束时的炮門速度 $V_{\delta 1}$ ，可以根据保証抽筒机构工作可靠的条件来給定。

抽筒机构开始工作时炮門对炮管的相对位移 δ_1 往往是事先就知道的。

利用已知量 $V_{\delta 1}$ 和 δ_1 ，便可按照下列公式算出炮門在开門过程中的运动时间（当炮門速度是按綫性規律随時間而变化时）

$$t_1 = \frac{2\delta_1}{V_{\delta 1}}。$$

知道了 t_1 、 δ_1 和 $V_{\delta 1}$ ，便可以按一定的比例尺作出炮門对炮管的相对速度随時間而变化的图解 $V_{\delta} = f(t)$ 。

在这种情况下，为了确定炮管在开門时的运动特征量，应利用微分方程式（6）来进行計算

$$M'_{\delta B} \ddot{x} + \frac{1}{2} M'_{\delta B} \dot{x} = F_c - F_B \frac{k}{\eta}，$$

式中

$$M'_{\delta B} = m_c + m_B + m_B \frac{k^2}{\eta}；$$

$$\frac{1}{2} M'_{\delta B} = m_B \frac{k k}{\eta}；$$

$$k = -\frac{\delta}{\gamma}； \quad \gamma = x。$$

把 $M'_{\delta B}$ 和 $\frac{1}{2} M'_{\delta B}$ 两量的值代入上式左边，便得：

$$\left(m_c + m_B + m_B \frac{k^2}{\eta} \right) \ddot{x} + m_B \frac{k k}{\eta} \dot{x} = F_c - F_B \frac{k}{\eta}，$$

$$(m_c + m_B) \ddot{x} + m_B \frac{k}{\eta} (k \ddot{x} + k \dot{x}) = F_c - F_B \frac{k}{\eta}。$$

在此方程式中，

$$k \ddot{x} + k \dot{x} = \frac{d}{dt} (k \dot{x}) = \frac{d}{dt} (k \dot{\gamma})，$$

但 $k = -\frac{\delta}{\gamma}$ ，因此，上式可以写为：

$$(m_c + m_B) \ddot{x} + m_B \frac{k}{\eta} \delta = F_c - F_B \frac{k}{\eta}。 \quad (19)$$

取炮門速度变化規律为 $V_{\delta} = \delta = at$ 时，炮門对炮管的相对加速度将等于一常量

$$\delta = \frac{V_{\text{rel}}}{t_1} = a.$$

此时，方程式(19)可以写为

$$m_0 \ddot{x} + m_B \frac{k}{\eta} a = F_0 - F_0 \frac{k}{\eta}$$

或

$$dV_0 = \left[-\frac{m_B a}{m_0 \eta} \cdot \frac{V_0}{V_0} + \frac{F_0}{m_0} - \frac{F_0}{\eta} \cdot \frac{V_0}{V_0 m_0} \right] dt, \quad (20)$$

式中 $V_0 = \delta$ ——炮門对炮管的相对速度；

$V_0 = \dot{x}$ ——炮管速度；

$m_0 = m_0 + m_B$ ——后座部分(炮管和炮門)的质量。

因为 $V_0 = at$ ，故方程式(20)可以写为：

$$dV_0 = \left(\frac{F_0}{m_0} - \frac{F_0}{m_0} \frac{at}{V_0} - \frac{m_B}{m_0 \eta} \frac{a^2 t}{V_0} \right) dt. \quad (21)$$

若此方程式中的力 F_0 和 F_0 是炮管位移 x 和炮管速度 V_0 的函数 $F_0 = \varphi(x, V_0)$ 和 $F_0 = f(t)$ ，

则方程式(21)可看作形式为

$$dV = f(t; x, V) dt$$

的一次微分方程式。

此方程式的积分可以按照上面讲过的方法进行(参看258圖)解此方程式；便可得出炮管在开門机构工作时的速度与时间的关系。



图423 $V_0 = f(t)$ 和 $V_0 = f(x)$ 的图解。

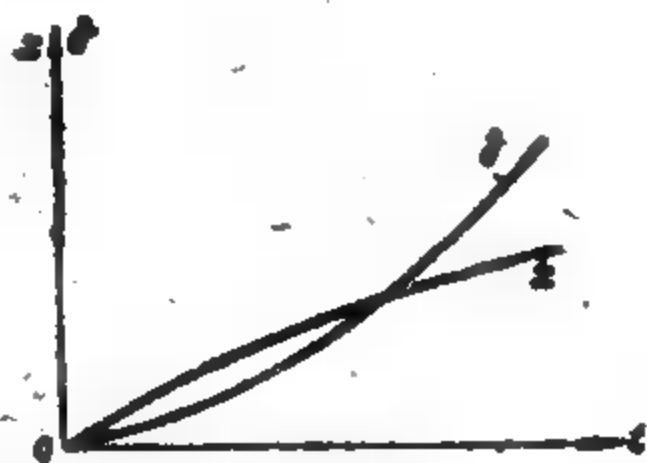


图424 $x = f(t)$ 和 $x = f(V)$ 的图解。

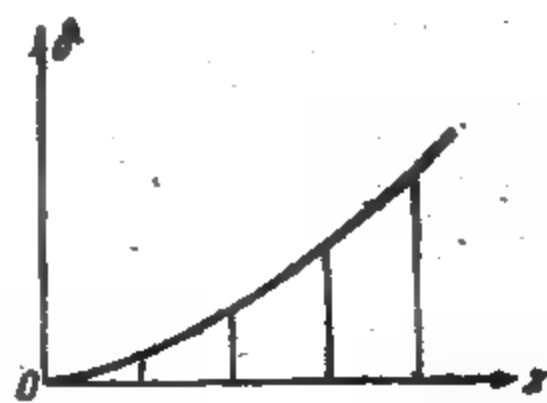


图425 $\delta = f(x)$ 的图解。

有了表示 $V_0 = \varphi(t)$ 和 $V_3 = f(t)$ 的图解(图423)以后, 根据图解积分法便可以确定炮管位移 x 和炮門对炮管的相对位移 δ 随时间变化的关系, 即可得表示关系式 $x = \varphi(t)$ 和 $\delta = f(t)$ 的图解。

根据图解 $x = \varphi(t)$ 和 $\delta = f(t)$ (图424), 就易于确定 $\delta = f(x)$ 的关系 (图425)。

根据所得 $\delta = f(x)$ 的关系, 只要在半自动机中各个曲柄的不同位置上进行简单的作图, 如图 426 所示, 便可以绘出卡板的理論輪廓曲綫。

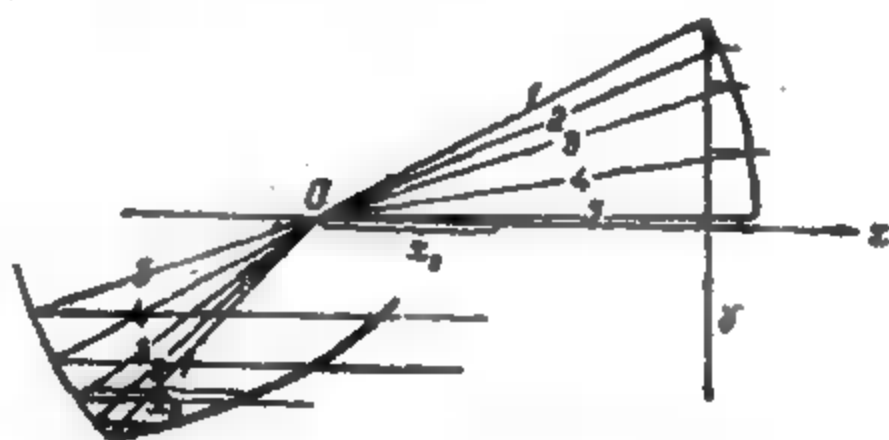


图426 卡板輪廓的作图法。

选择卡板輪廓时, 应考虑到卡板輪廓与卡板曲柄接触处的压力角。在机械原理中把运动付中的总压力和其工作分力之間的夹角 Δ 叫做压力角。

就所研究的运动付而言, 压力角就是卡板理論輪廓上过卡板与卡板曲柄接触点的法綫和连接此接触点与曲柄回轉軸的直綫的垂直綫 (通过接触点) 之間的夹角 (图427)。压力角之值不应大于 40° 。

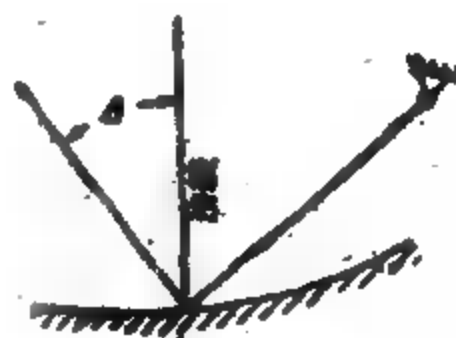


图427 压力角。

§5 作用平稳的抽筒机构

作用平稳的抽筒机构的略图, 如图 428 所示。从图上可以看

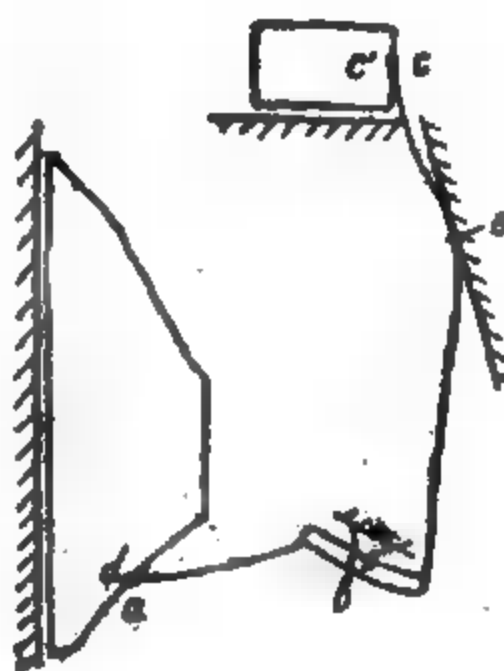
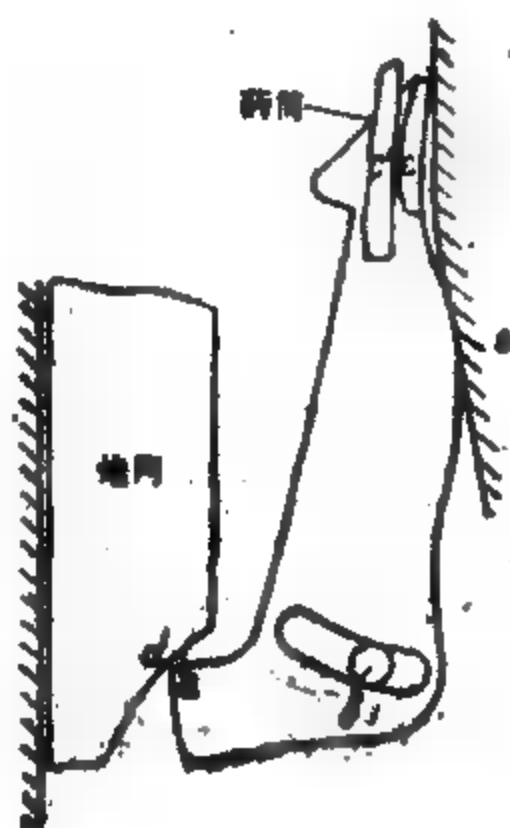


图428 动作平稳的抽筒机构图。 图429 动作平稳的抽筒机构原理图。

到，炮膛打开以后，炮門的定形斜面作用在抽筒子的下臂上，抽筒子的上臂便靠在斜面上滚动并平稳地将药筒从弹膛内抽出。这时，抽筒子臂是靠着固定销（插在抽筒子定形槽内）引导其运动方向的。

图 429 是动作平稳的抽壳机构的原理图。

利用公式 (9) 可求出药筒在这个机构工作时的运动特征量

$$M'_A \ddot{y} + \frac{1}{2} M'_A \ddot{y} = Q$$

或

$$M'_A \frac{dV_A}{dt} + m_r \frac{k_r}{\eta_r} \frac{dV_r}{dt} = Q, \quad (22)$$

式中 M'_A ——药筒和抽筒子的质量换算到炮門上的换算质量；

m_r ——药筒质量和抽筒子换算到药筒上的换算质量；

k_r ——炮管固定时药筒对炮門的傳速比；

η_r ——效率；

y ——炮門对炮管的相对位移；

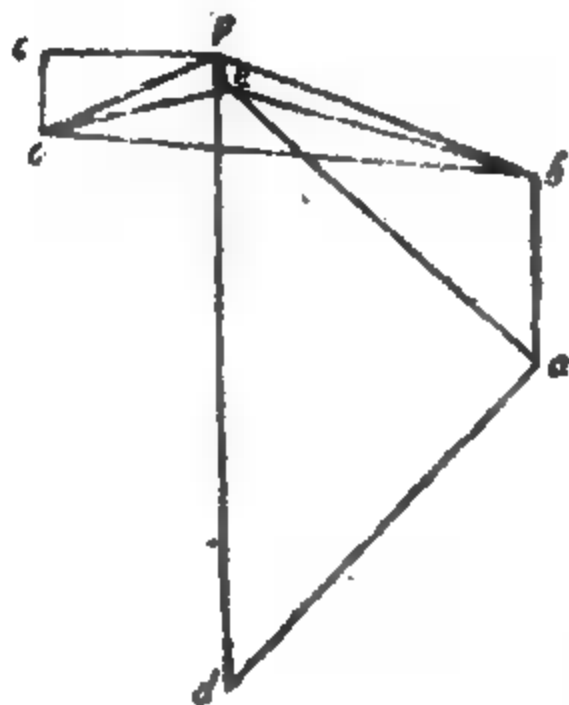
图430 求 k_r 的极速度图。

图431 炮門上定形斜面輪廓的作圖法。

$\dot{\gamma} = V_0$ ——炮門對炮管的相對速度；

Q ——換算力。

图 430 說明如何利用極速度圖來求傳速比 k_r 。這個機構的效率可以概略地取為 $\eta_r = 0.8$ 。

求換算力的公式取決於機構的結構特點和給定力的具體作用情況。

求換算質量的公式可以寫為

$$M'_x = m_s + m_r \frac{k_r^2}{\eta_r},$$

式中 m_s ——炮門的質量；

m_r ——藥筒的質量。

方程式 (22) 的積分可以按照 258 頁所述的方法進行。

抽筒對炮管運動的影響很小，因此研究炮管運動時可以不考慮它。

在必須考慮抽筒對炮管運動的影響時，可以利用公式 (10) 進

行計算。

作用平穩的抽筒機構在藥筒很緊的條件下也能够拋壳。在這種機構中所產生的應力比撞擊作用的機構要小得多。

設計抽筒機構時，理想的藥筒運動規律可以通過適當選擇炮門工作曲面輪廓的方法來獲得。

規定的藥筒位移 δ 和炮門對炮管的相對位移 γ 之間的關係，可以從炮門工作曲面輪廓的作圖過程中獲得，如圖 431 所示。

確定 $\delta = f(\gamma)$ 的關係時，可以按照在設計作用平穩的開門機構時為了選擇合理的炮門運動規律所提出的觀點進行（見 571 頁）。

§6 撞擊作用的開門機構

撞擊作用的開門機構的工作條件可以寫成如下的形式：

$$V_0 > 0 \text{ 和 } k_0 = \frac{v_0}{v_0} > 0,$$

式中 V_0 ——在曲臂轉過自由行程以後開門機構開始工作時的炮管速度；

k_0 ——炮門對炮管的傳速比；

v_0 ——開門初瞬炮門的速度，它決定於炮門和炮管的運動約束；

v_0 ——開門初瞬炮管的速度，它決定於炮管與炮門的運動約束。

假設炮管固定不動而卡板以炮管的速度向着相反的方向移

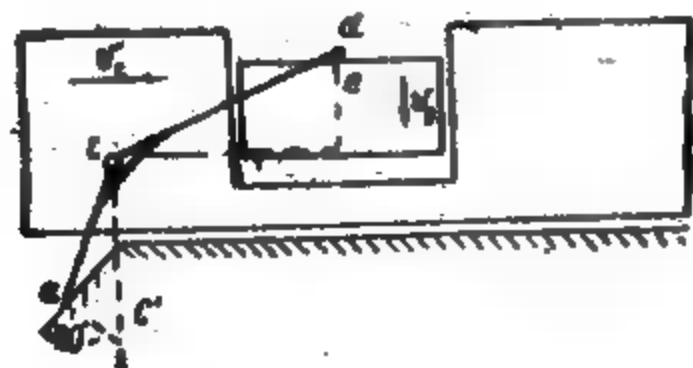


圖432 撞擊作用的開門機構略圖。

動，作極速度圖就可以求出傳速比 k_0 。此時 k_0 即卡板速度與炮門對炮管的相對速度之比。圖 432 是開門機構的原理圖。為了確定傳速比，可以將它畫成圖 433 的

形式。图 431 是它的极速度图（其中速度向量已反时针转过 90° ）。

利用此极速度图便可得出：

$$k_0 = \frac{v_a}{v_c} = \frac{pc'}{pc''}$$

图 432 中的虚线表示画在略图上的极速度图。

确定卡板与卡板曲柄撞击后炮管和炮门的速度的时，可以利用三个构件撞击的公式（见 324 页），对于所研究的这个机构略图来讲，公式的形式为：

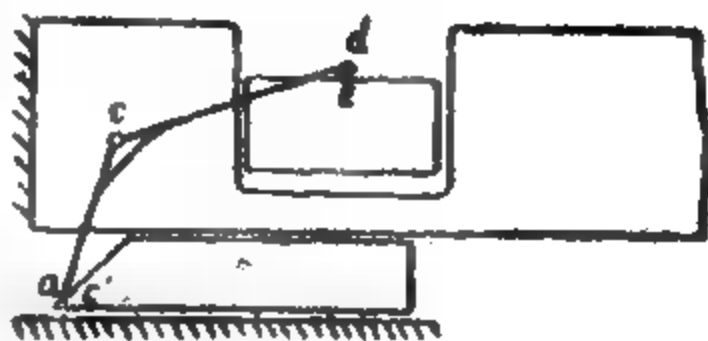


图433 逆向运动时的开门机构略图

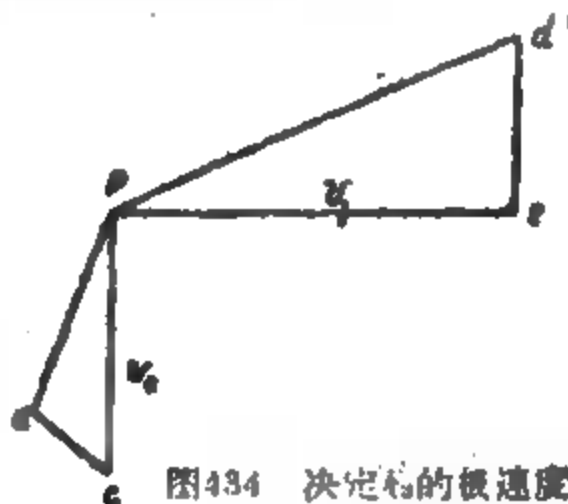


图434 决定 v_0' 的极速度图。

$$V_c' = V_c - \frac{(V_a + V_c - V_0 \frac{1}{k_1})(1+b)}{1 + \frac{m_c + m_1}{m_2} + \frac{m_c + m_2}{m_2 k_2^2}}; \quad (23)$$

$$V_0' = V_0 + \frac{((V_a + V_c)k_2 - V_0)(1+b)}{1 + \frac{m_2 k_2^2}{m_c + m_2} \left(1 + \frac{m_c + m_1}{m_2}\right)}; \quad (24)$$

$$V_a' = V_a - \frac{(V_a + V_c - V_0 \frac{1}{k_2})(1+b)}{1 + \frac{m_a}{m_c + m_2} + \frac{m_a}{m_2 k_2^2}};$$

式中 V_c ; V_0 ; V_a ——撞击前的炮管速度，炮门对炮管的速度和炮架速度；

V_c' ; V_0' ; V_a' ——撞击后的炮管速度，炮门对炮管的速度和炮架速度；

k_1 ——炮门对炮管的增速比（当炮管固定，炮门与炮架之间存在着运动约束时，炮门与炮架的速度之比）；

m_c, m_s, m_a ——炮管质量、炮門质量和炮架质量；

b ——恢复系数。

利用这些公式就可以研究炮管、炮門和炮架在开門机构借撞击作用进行工作时的运动。

若令炮架不动 ($m_a = \infty, V_a = 0$)，炮門与炮管在撞击前的相对速度为零 ($V_c = 0$)，则公式(23)和(24)便化为

$$V'_c = V_c \left(1 - \frac{1+b}{1 + \frac{m_c + m_s}{m_s k_s^2}} \right),$$

$$V'_s = V_c k_s \frac{1+b}{1 + \frac{m_c + m_s}{m_s k_s^2}},$$

或

$$V'_c = V_c \left(1 - \frac{1+b}{1 + \frac{q_c + q_s}{q_s k_s^2}} \right), \quad (25)$$

$$V'_s = V_c k_s \frac{1+b}{1 + \frac{q_c + q_s}{q_s k_s^2}}, \quad (26)$$

式中 q_c, q_s ——炮管重量和炮門重量。

例如，已知

$$V_c = 1 \text{ 米/秒}; \quad \frac{q_c + q_s}{q_s} = 20; \quad k_s = 1.6; \quad b = 0.4,$$

则在卡板曲柄与卡板撞击之后，

$$V'_c = 1 \left(1 - \frac{1.4}{1 + \frac{20}{2.56}} \right) = 0.84 \text{ 米/秒},$$

$$V'_s = 1.6 \frac{1.4}{1 + \frac{20}{2.56}} = 1.98 \text{ 米/秒}。$$

经过这次撞击以后，卡板曲柄与卡板之间的运动约束即被破坏。

如果卡板曲柄和卡板之间在开門时仅仅发生一次撞击，则撞

击后的速度 V'_0 应该足以保证将关门弹簧压缩至完全打开炮门，并可靠地抽筒。

可以用适当地选择变速比的方法来改变速度 V'_0 。

开门机构这种工作情况的特点在于：在第一次撞击以后，当炮管复进时，还可能重新建立卡板曲柄与卡板之间的运动约束，并且还可能发生几次撞击。

显然，为了能够在第一次撞击之后建立起卡板曲柄与卡板之间的运动联系，必须使炮门对炮管的实际相对位移等于卡板曲柄和卡板之间一直维持着运动约束时炮门对炮管可能有的相对位移。

炮门对炮管的相对位移可以写为：

$$s = \int_0^t V_0 dt,$$

式中 V_0 ——炮门对炮管的相对速度；

t ——时间。

上式也可以写为：

$$s = \int_0^x V_0 \frac{dt}{dx} dx = \int_0^x \frac{V_0}{V_0} dx, \quad (27)$$

式中 x ——炮管的位移；

V_0 ——炮管的速度

$$\left(V_0 = \frac{dx}{dt} \right)_0$$

不论在卡板曲柄和卡板之间有没有运动约束，都可以用上式进行计算。

在有运动约束时， $\frac{V_0}{V_0} = k_0$ 。因而，这时，

$$s = \int_0^x k_0 dx_0.$$

当下式成立时，卡板曲柄和卡板之间可能发生第二次撞击：

$$s = \int_0^x \frac{V_3}{V_0} dx = \int_0^x k_3 dx,$$

式中 V_3 和 V_0 ——卡板曲柄和卡板之间的运动约束消失时炮管和炮闩的速度。

利用上一等式，可以这样来确定第二次撞击时炮管对于卡板的相对位置：

1. 预先求出炮管和炮闩在卡板曲柄与卡板之间没有运动约束时的速度，然后再给出关系式 $k_3 = f(x)$ 和 $\frac{V_3}{V_0} = \varphi(x)$ 的图解（图 435）。

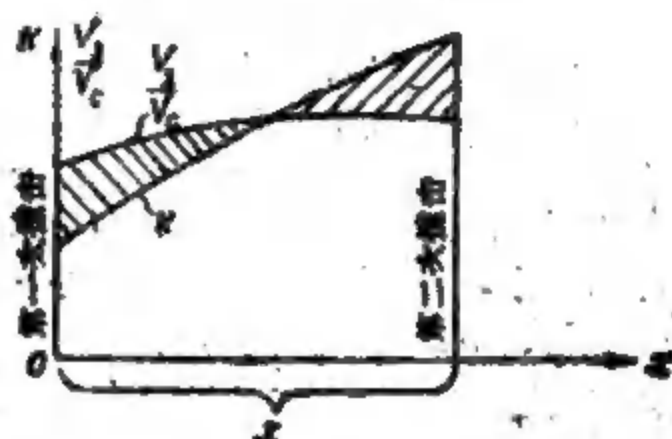


图435 决定曲柄第二次撞击卡板时的炮管位置的图解。

2. 求出在 $k_3 = f(x)$ 和 $\frac{V_3}{V_0} = \varphi(x)$ 与坐标轴之间所包含的面积相等（即图 435 上画有剖面线的两块小面积相等）时的 x 。

在这样求得了 x 之后，便可以决定第二次撞击时的炮管位置。如果上述面积在图 435 上不能相等，就不会发生第二次撞击。按照同样的方法，我们可以查明是否会发生第三次撞击等等。

炮闩在卡板曲柄和卡板撞击以后（卡板曲柄和卡板之间的运动约束消失时）的运动，可以根据下列方程式进行研究：

$$m_0 \frac{d^2 s}{dt^2} = F,$$

式中 s ——炮闩对炮管的相对位移；

t ——时间；

m_0 ——炮闩质量和各个曲柄的换算质量之和；

F ——沿炮闩运动方向作用于炮闩上的全部换算力之和。

对于所研究的这个机构方案来讲，

$$F = q_0 - \Pi_{\Pi} \frac{k_{\Pi}}{\eta_{\Pi}}.$$

式中 q_n ——炮門的重力；

Π_n ——关门彈簧的内力；

k_n ——关门彈簧对炮門的傳速比，它等于关门彈簧曲柄的鉸鏈中心对炮管的相对速度沿关门彈簧軸綫方向的分速与炮門对炮管的相对速度之比值；

η_n ——由关门彈簧到炮門的力的傳遞效率。

图 436 是开门机构在所研究的运动时期内的原理图。图 437 是一个求 k_n 的极速度图。利用这个极速度图[●]，可以求出 $k_n = \frac{pq'}{pe}$ 。

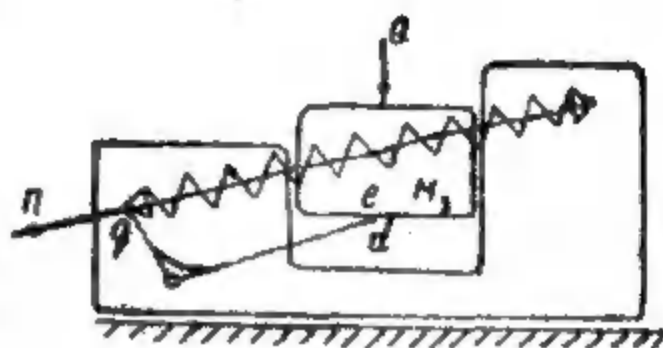


图436 压缩关门弹簧的示意图。



图437 求 k_n 时的极速度图。

§7 撞击作用的抽筒机构

图 438 是撞击作用的抽筒机构的工作原理图。从图上可以看出，炮門在相对于炮管向下移动时，撞击抽筒子的下臂，这个撞击通过抽筒子的上臂传给和炮管一起移动的药筒。

如果把抽筒子的质量忽

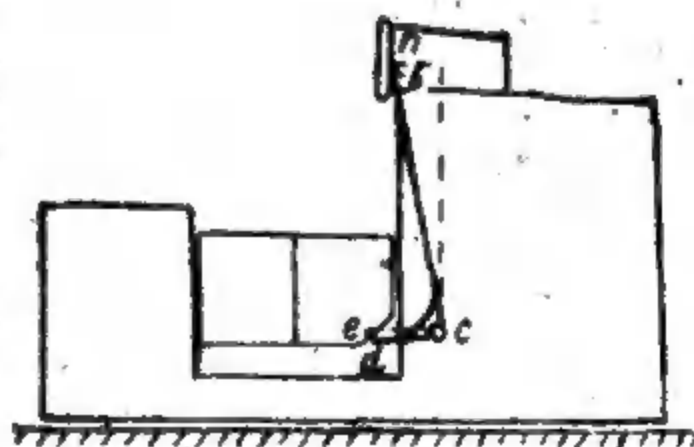


图438 撞击作用的抽筒机构略图。

● 在极速度图上速度向量已按反时针方向轉了 90° 。

略不計，則所研究的撞击情况可以看作是三个构件的撞击（見339頁）。

对于所研究的情况來說，撞击构件（炮管、炮門和药筒）的速度計算公式將有如下的形式：

$$V'_c = V_c + V_1 \frac{(1+b)k_r}{1 + \frac{m_r k_r^2}{m_3}} \left(\frac{m_r}{m_c + m_3} \right); \quad (28)$$

$$V'_3 = V_3 \left[1 - \frac{(1+b)}{1 + \frac{m_3}{m_r k_r^2}} \right]; \quad (29)$$

$$V'_r = V_c - V_3 \frac{(1+b)k_r}{1 + \frac{m_r k_r^2}{m_3}}; \quad (30)$$

式中 V_c, V'_c ——炮管在撞击前和撞击后的速度；

V'_r ——撞击后的药筒速度；

V_3, V'_3 ——撞击前和撞击后炮門对炮管的相对速度；

m_c, m_3, m_r ——炮管、炮門和药筒的质量；

k_r ——在炮管静止不动时，药筒对炮門的傳速比；

b ——恢复系数。

傳速比 k_r 可以利用极速度图求出（图439）。

例如，若已知

$$m_c = 8 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}};$$

$$m_3 = 0.4 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}};$$

$$m_r = 0.04 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}};$$

$$V_c = 1 \text{ 米/秒}; V_3 = 2 \text{ 米/秒}; k_r = 4,$$

則取 $b = 0.4$ ，可得

$$V'_c = 1 + 2 \frac{1.4 \times 4}{1 + \frac{0.04 \times 16}{0.4}} \left(\frac{0.04}{8.4} \right) = 1.02 \text{ 米/秒};$$



图439 极速度图。

$$V'_0 = 2 \left(1 - \frac{1.4}{1 + \frac{0.4}{0.04 \times 16}} \right) = 0.38 \text{ 米/秒};$$

$$V'_r = 1 - \frac{1.4 \times 4}{1 + \frac{0.04 \times 16}{0.4}} = -3.8 \text{ 米/秒}.$$

此例表明, 炮管速度在抽筒时的变化很小。因此, 在近似计算时可以不考虑炮管速度在抽筒时的变化, 而取 $V'_0 \approx V_0$ 。